MINISTÈRE DES FORCES ARMÉES

TRAITÉ
DE
TECHNIQUE AUTOMOBILE

FASCICULE 9

LA TRANSMISSION

CHARLES-LAVAUZELLE & Cie
ÉDITEURS
PARIS
124, boulevard Saint-Germain
LIMOGES - NANCY
1953

TRAITÉ

DE

TECHNIQUE AUTOMOBILE

FASCICULE 9

LA TRANSMISSION

AVERTISSEMENT

Le *Traité de technique automobile* est une œuvre collective pour laquelle il a été fait un large appel aux Cours et aux Traités antérieurs; parfois même des extraits complets de ceux-ci ont été reproduits.

L'étude de l'ensemble de la question a été répartie dans 15 fascicules qui sont numérotés comme l'indique le sommaire suivant :

FASCICULE I. — **Le cycle à 4 temps Beau-de-Rochas. Puissance. Rendement. Equilibrage. Essais de moteurs;**

FASCICULE II. — **Description du moteur à 4 temps Beau-de-Rochas;**

FASCICULE III. — **Les carburants issus du pétrole. La carburation. Les carburateurs;**

FASCICULE IV. — **Les gazogènes. Alimentation avec des carburants de remplacement. Injection avec allumage commandé;**

FASCICULE V. — **Allumage;**

FASCICULE VI. — **Les lubrifiants. Graissage. Refroidissement;**

FASCICULE VII. — **Le moteur à 2 temps;**

FASCICULE VIII. — **Le moteur Diesel;**

FASCICULE IX. — **La transmission : embrayage, boîte de vitesses, réducteur, différentiel, démultiplicateur, arbres, joints, roues;**

FASCICULE X. — **Pneumatiques; bandages, trains de roulement chenillés;**

FASCICULE XI. — **Le freinage;**

FASCICULE XII. — **La direction. La suspension. La tenue de route;**

FASCICULE XIII. — **Propulsion des véhicules (adhérence, traction, poussée, réaction). Détermination des éléments d'une voiture;**

Le châssis : groupement des organes des véhicules automobiles;

FASCICULE XIV. — **La carrosserie. L'équipement électrique.**

FASCICULE XV. — **Véhicules spéciaux (motocyclettes, véhicules tout terrain, tracteurs agricoles, amphibies). Agrès divers (treuils, cabestans, grues, chèvres, dispositifs mécaniques de travaux publics);**

Dispositions spéciales pour les conditions particulières d'emploi du matériel automobile (pays très froids ou très chauds waterproofing).

MINISTÈRE DES FORCES ARMÉES

TRAITÉ
DE
TECHNIQUE AUTOMOBILE

FASCICULE 9

LA TRANSMISSION

CHARLES-LAVAUZELLE & Cie
ÉDITEURS
PARIS
124, boulevard Saint-Germain
LIMOGES - NANCY
1953

LA TRANSMISSION

GÉNÉRALITÉS.

Les organes de transmission (1) ont pour rôle de transmettre la puissance (c'est-à-dire le couple moteur et la vitesse de rotation) du moteur aux organes de propulsion, barbotin (véhicules chenillés) ou roues motrices. Ce sont donc des organes d'utilisation de l'énergie produite par le moteur.

Ils comportent :

— l'embrayage;

— la boîte de vitesses et éventuellement un réducteur comportant parfois un dispositif de crabotage (véhicules dont un essieu, généralement uniquement porteur, peut être rendu moteur à volonté);

— un ou des différentiels;

— des moyeux.

Ces différents organes sont reliés entre eux par des arbres dont certains comportent des joints de façon à permettre les mouvements relatifs que les deux organes qu'ils relient doivent pouvoir prendre librement.

L'organisation générale de la transmission n'est pas la même sur tous les véhicules, elle dépend en particulier du nombre d'essieux moteurs, de la gamme des vitesses à obtenir, de la solution adoptée pour réaliser la suspension, la poussée et la réaction du véhicule.

La disposition la plus courante pour les voitures légères et les camions est la suivante, les organes étant énumérés dans l'ordre où ils sont placés :

— un embrayage;

— une boîte de vitesses ;

— un arbre de transmission avec un joint de cardan coulissant;

— un différentiel;

— deux demi-arbres;

— deux moyeux.

---

(1) Ou encore plus simplement la transmission dans le langage courant.

CHAPITRE PREMIER

EMBRAYAGE

I. — GÉNÉRALITÉS.

Rôle de l'embrayage.

L'embrayage est un organe situé entre le moteur et la boîte de vitesses; il permet de supprimer temporairement la liaison entre ces deux organes.

Il a trois rôles qui sont :

a) Au moment du démarrage, réaliser une liaison progressive entre le moteur et la transmission.

Le moteur à explosion ne peut, en effet, démarrer en charge. Il ne fournit un couple appréciable qu'à partir d'une certaine vitesse de rotation.

b) Permettre au chauffeur de séparer temporairement la liaison entre le moteur et l'arbre d'entrée (primaire) de la boîte de vitesses au moment du passage d'une combinaison de la boîte à une autre.

En effet, les engrenages d'une boîte de vitesses ne peuvent être mis en prise ou séparés que si l'effort moteur est momentanément suspendu.

c) Permettre la progression du véhicule à une allure plus lente que le voudrait le ralenti du moteur (on fait patiner l'embrayage).

Qualités d'un embrayage.

Pour remplir correctement son rôle, l'embrayage doit réunir un certain nombre de qualités qui sont :

a) *Rendement.*

L'accouplement réalisé, il ne doit plus y avoir de mouvement relatif entre les deux arbres, sous peine de baisse du rendement d'échauffement et même de détérioration.

Autrement dit l'embrayage ne doit pas patiner (ou glisser) afin de transmettre intégralement la puissance à l'arbre primaire de la boîte de vitesses, et cela pour un couple au moins égal au couple maximum dont le moteur est capable.

b) *Progressivité.*

Au moment de l'accouplement, le couple moteur et la vitesse de l'arbre moteur ne sont pas obligatoirement respectivement égaux au couple résistant et à la vitesse de l'arbre d'entrée, de la boîte de vitesses. C'est ce qui se produit en particulier au démarrage. Il faut que l'embrayage réalise progressivement l'accouplement en faisant varier les vitesses de deux arbres à relier (ralentissement de l'arbre menant, accélération de l'arbre mené) jusqu'à l'obtention d'une vitesse commune pour laquelle les deux couples sont égaux.

REMARQUE. — Les deux conditions de non patinage et de progressivité sont en partie contradictoires.

En réalité, la progressivité exige qu'au début de l'embrayage il y ait un léger patinage qui doit cesser lorsque l'embrayage est achevé.

c) *Equilibrage.*

Un embrayage est dit équilibré lorsqu'il n'exerce aucune poussée longitudinale sur les arbres d'entrée ou de sortie.

d) *Inertie.*

Pour effectuer correctement un changement de vitesse, nous verrons qu'il est nécessaire que l'arbre primaire ait une faible inertie (1). Cette nécessité conduit à alléger au maximum la portion d'embrayage solidaire de cet arbre.

e) *Simplicité et facilité de manœuvre.*

La manœuvre d'un embrayage doit être rapide, sûre et simple

Classification des embrayages.

On peut classer les embrayages en trois grandes catégories :

Les embrayages à friction;

Les embrayages électro-magnétiques;

Les embrayages hydrauliques.

---

(1) Voir plus bas étude des boîtes de vitesses.

II. — LES EMBRAYAGES A FRICTION.

Généralités.

Principe (fig. 1).

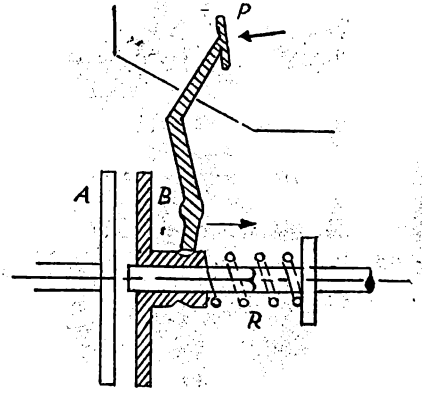


Fig. 1.

Schématiquement un embrayage à friction peut être représenté de la façon suivante :

Un plateau A solidaire de l'arbre moteur;

Un autre plateau B solidaire de l'arbre primaire de la boîte de vitesses et pouvant coulisser sur lui;

Un ressort R appliquant en permanence les deux plateaux l'un sur l'autre avec une pression suffisante, mais inférieure à celle qui risque de détériorer les parties en contact;

Un système de tringlerie et de fourchette aboutissant à une pédale P.

L'action du conducteur sur cette pédale fait coulisser le deuxième plateau, comprime le ressort et supprime la liaison arbre moteur, arbre primaire de la boîte de vitesses.

Condition de non patinage.

Pour qu'il n'y ait pas patinage entre les surfaces en contact, il faut et il suffit que le moment M des forces de contact de ces surfaces par rapport à l'axe de rotation soit supérieur au couple résistant, lui-même inférieur ou égal au couple maximum du moteur C.

$$M \geqslant C.$$

Soient T la tension du ressort, S la valeur de la surface en contact, dS un élément de surface situé à une distance r de l'axe de rotation, f le coefficient de frottement.

La pression des deux surfaces en contact est $P = \frac{T}{S}$; le moment par rapport à l'axe de la force de frottement sur l'élément dS est $\frac{T}{S} f r dS$.

$$M = \frac{T}{S} f \int r dS.$$

La condition de non patinage est donc :

$$Tf \int \frac{r dS}{S} \geqslant C.$$

Or en exprimant le couple en fonction de la puissance P en chevaux et du nombre de tours du moteur N tours-minute.

$$Tf \int \frac{r dS}{S} \geqslant \frac{716P}{N} \left(P = \frac{NC}{716} ch \right).$$

Dans l'augmentation du premier terme on est limité :

pour $\int \frac{r dS}{S}$ proportionnel à r, par des questions d'encombrement et d'inertie.

On s'évertue à augmenter ce facteur par l'emploi de disques multiples ou de cônes.

Pour T, par l'effort à fournir par le conducteur pour obtenir le débrayage.

Pour f, par les possibilités de réalisation de matières s'usant peu et ayant un coefficient de frottement élevé.

Les tissus d'amiante tressés ou moulés, utilisés à cet effet ont un coefficient de frottement sur le métal qui varie, selon la qualité, de 0,3 à 0,4. Il diminue un peu en général avec la vitesse (1) et passablement lorsque les garnitures sont grasses (fuites d'huile); dans ce dernier cas il peut descendre à 0,2.

Progressivité.

Un embrayage à friction n'est jamais très progressif malgré des artifices (ressorts dits de progressivité). Toutefois, il importe de remarquer que l'habileté du conducteur (souplesse des pieds) est

(1) Il existe en particulier une qualité de garniture Ferodo (la 44) dont le coefficient de frottement augmente avec la vitesse, cette qualité peut être utilisée pour améliorer la progressivité.

le principal facteur d'une bonne progressivité. En combinant ses actions sur la pédale d'embrayage et sur l'accélérateur il peut éviter, ou tout au moins atténuer fortement, les à-coups d'un accouplement brutal.

Equilibrage.

Un embrayage constitué comme celui qui est représenté par la figure 1 n'est pas équilibré à la position embrayé, le ressort R pousse vers la gauche l'arbre moteur par l'intermédiaire de B et vers la droite l'arbre mené qui peut coulisser dans B; à la position débrayé, l'arbre moteur ne reçoit aucune poussée (elle est annihilée par l'action sur la pédale), mais celle agissant sur l'arbre mené subsiste.

Il en serait autrement si le ressort R prenait appui, non sur une collerette solidaire de l'arbre mené, mais sur un organe solidaire du plateau A. Dans cette hypothèse on voit immédiatement que l'embrayage serait équilibré à la position embrayé (l'action et la réaction de R sur A s'annulent) et ne le serait pas à la position débrayé (l'arbre moteur reçoit une poussée vers la droite du fait de la réaction de R).

Réalisations pratiques.

Différents types d'embrayages à friction sont utilisés. Ce sont :

Les embrayages à disque unique, dits à plateau;

Les embrayages à disques multiples;

Les embrayages à cône.

Les embrayages à disque unique et ceux à deux disques sont les plus employés; l'embrayage à cône, jadis très courant, n'est plus guère employé que comme embrayage de commande d'organes divers (dispositif de synchronisation des engrenages des boîtes de vitesses par exemple).

Nous allons décrire successivement ces appareils.

A) Embrayage a plateau (fig. 2 et 3).

Cet embrayage est presque le seul utilisé sur les véhicules pesant moins de 6 tonnes.

Le volant porte sur son pourtour un dégagement circulaire qui reçoit l'embrayage, composé essentiellement d'un disque serré entre deux plateaux.

Les deux plateaux A et C sont solidaires du vilebrequin; A est constitué par le fond même du dégagement (voile du volant) et par conséquent est fixe. C peut coulisser dans une cloche ou cou-

vercle E boulonné sur le volant et est solidaire de cette cloche par tenons et mortaises au point de vue rotation.

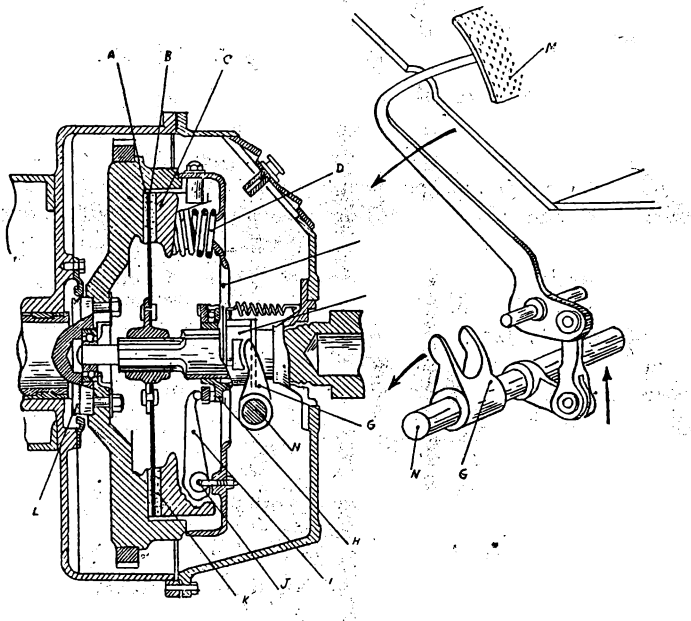


FIG. 2.

A. Plateau.
B. Disque de friction.
C. Plateau mobile.
D. Ressort d'embrayage.
E. Couvercle du plateau mobile.
F. Manchon mobile.
G. Fourchette.
H. Butée d'embrayage.
I. Doigt d'embrayage.
J. Etrier.
K. Garniture de friction.
L. Roulement à billes.
M. Pédale de l'embrayage.
N. Axe de la fourchette de l'embrayage.

Entre les plateaux se trouve le disque B en acier, dont le moyeu cannelé est porté par l'arbre primaire sur lequel il peut coulisser. Le disque est donc solidaire du primaire au point de vue rotation, mais peut coulisser sur lui.

Le disque B porte sur ses deux faces une couronne de garniture de friction K en amiante armé tressé ou coulé, ou en matière moulée, fixé sur le disque par des rivets généralement tubulaires. La pression statique moyenne qu'il convient de donner, pour éviter le risque de détérioration, est au maximum à 1,5 kg.-cm2.

Le disque B est serré entre les plateaux A et C par une série de ressorts D qui prennent appui d'une part sur la cloche E et, d'autre part, sur le plateau C. La cloche E ne pouvant coulisser, les ressorts D tendent à pousser constamment C vers A.

Des leviers I appelés doigts d'embrayage tourillonnant autour des étriers J prennent appui sur une rainure pratiquée dans le plateau C; ils peuvent être mis en contact avec un manchon mobile F

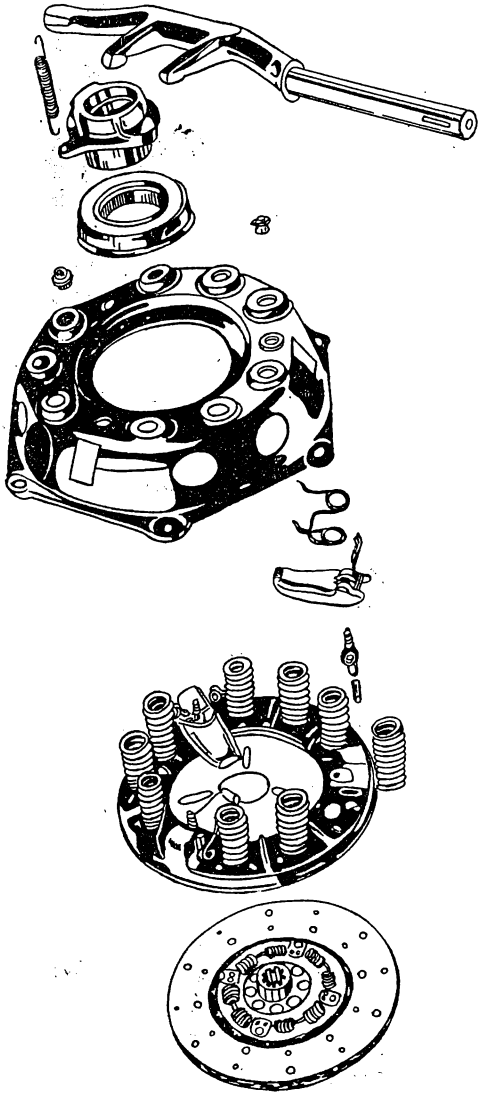


Fig. 3.

monté fou sur le primaire et pouvant coulisser sur lui sous l'action de la fourchette G dont le mouvement est commandé par la pédale à la disposition du conducteur. Quand, sous l'action de la commande, le manchon est poussé vers la gauche, il vient en contact des doigts I et, le mouvement se continuant, le plateau C est ramené à droite en écrasant les ressorts D. Le disque B n'étant plus serré, décolle de A, l'accouplement entre le vilebrequin et l'arbre primaire est rompu.

Le contact entre le manchon F et les doigts est rendu plus doux par la butée d'embrayage H. Cette butée est tantôt une butée à billes, tantôt une butée en graphite ne nécessitant aucun entretien. Le centrage de l'arbre primaire et du vilebrequin est facilité par un prolongement du premier qui prend appui par l'intermédiaire d'un roulement à billes L sur le volant.

L'ensemble de l'appareil est protégé par un carter fixe relié au carter du moteur.

a) *Condition de non patinage.*

Elle s'écrit : $Tf \int \frac{rdS}{S} \geqslant C.$

T est la somme des tensions des ressorts D.

Soient R*i* et R*e* les rayons intérieur et extérieur des couronnes de garniture et R la distance à l'axe d'un point des surfaces frottantes; on a :

$$S = \pi (R_e^2 - R_i^2).$$

Calculons $\int rdS$ en remarquant que le disque travaille sur ses deux faces dS étant la surface de l'anneau compris entre les rayons R et $R + dR$.

$$\int rdS = 2 \int_{R_i}^{R_e} R 2\pi R dR = 4\pi \int_{R_i}^{R_e} R^2 dR = \frac{4\pi (R_e^3 - R_i^3).}{3}$$

La condition de non patinage s'écrit :

$$C \leqslant Tf \frac{4\pi (R_e^3 - R_i^3)}{3\pi (R_e^2 - R_i^2)} = \frac{4}{3} Tf \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}.$$

b) *Progressivité.*

La progressivité de cet embrayage est surtout le fait de l'habileté du conducteur; malgré tout, les dispositions suivantes sont prévues pour améliorer la progressivité :

On trouve parfois sur le disque des languettes embouties qui placées sous la garniture, forment ressort;

Sur les véhicules de liaison ou de poids similaire, le disque est fréquemment constitué par un flasque réuni à son moyeu par des ressorts à boudin (fig. 4).

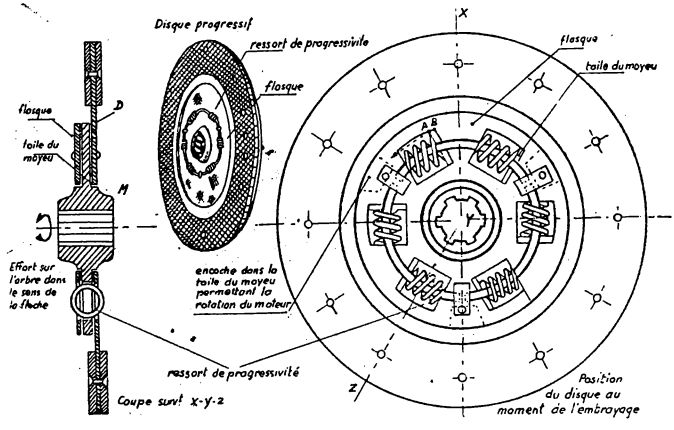


FIG. 4.

Ces derniers sont montés, soit avec une tension initiale (solution française), soit libre (solution américaine); mais dans cette éventualité ils sont maintenus par un jonc circulaire visible sur la figure 4.

Lors de l'embrayage le disque D est entraîné, le moyeu tend à rester immobile en raison de l'inertie de la voiture; il en résulte une légère rotation du flasque par rapport au moyeu. Ce mouvement est freiné par la tension croissante des ressorts qui sont écrasés : l'accouplement est ainsi rendu moins brutal.

Ce dispositif procure l'avantage supplémentaire de protéger dans une certaine mesure la transmission contre les vibrations du vilebrequin.

c) *Equilibrage.*

On voit immédiatement sur la figure 2 que cet embrayage est équilibré à l'embrayé (l'action et la rédaction des ressorts D se font toutes deux sentir sur le volant, et le disque D coulissant ne peut transmettre aucune poussée sur l'arbre primaire); au débrayé par contre il n'est pas équilibré.

Les ressorts D agissent en effet d'une part sur le pied du chauffeur par l'intermédiaire de la commande d'embrayage et, d'autre part, sur la cloche qui reçoit une poussée vers la droite.

Avantages et inconvénients.

Cet embrayage est simple; l'inertie de la partie restant au débrayage liée au primaire est faible; la course de débrayage est réduite.

Son prix de revient est relativement bas.

Comme inconvénients il faut retenir, à part son manque de progressivité, la nécessité d'avoir des ressorts puissants (T important) pour transmettre des couples élevés, et une tendance à brouter, si le disque est un peu gauchi.

NOTA I. — De nombreux constructeurs désignent le disque B sous le nom de « friction » du fait de la garniture de friction qu'il porte.

NOTA II. — Les garnitures en amiante sont, en France, communément appelées *Ferodo*, du nom du plus important des fabricants français de garniture.

B) EMBRAYAGE A DISQUES MULTIPLES.

Si le couple moteur est trop important pour pouvoir être transmis par un embrayage monodisque de dimensions raisonnables manœuvrable sans effort exagéré, on cherche à augmenter le facteur $\int r\,dS$ de la condition de non patinage en multipliant le nombre des surfaces de friction.

Le dispositif le plus simple consiste à doubler les surfaces par l'emploi de deux disques : c'est l'embrayage bidisque.

Embrayage bidisque (fig. 5).

L'embrayage bidisque est utilisé sur les voitures dont le poids est supérieur à 6 tonnes. Comme cela a déjà été dit, cet appareil et celui à disque unique sont pratiquement les seuls embrayages à friction actuellement utilisés.

Il comprend deux disques analogues à ceux des embrayages monodisques, solidaires de l'arbre primaire de la boîte de vitesses et sur lequel ils peuvent coulisser. Entre ces deux disques est placé un plateau solidaire du volant et pouvant, comme le plateau C de la figure 2, coulisser grâce à son mode de fixation par tenons et mortaises.

Tout ce qui a été dit sur l'embrayage monodisque s'applique intégralement à l'embrayage bidisque. La seule modification à faire réside dans le calcul de la condition de non patinage. Il y a en effet quatre faces qui travaillent, donc le terme $\int r\,dS$ est égal à :

$$4\int_{R_i}^{R_e} R2\pi R dR$$

finalement la condition s'écrit :

$$C \leqslant \frac{8}{3} Tf \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}.$$

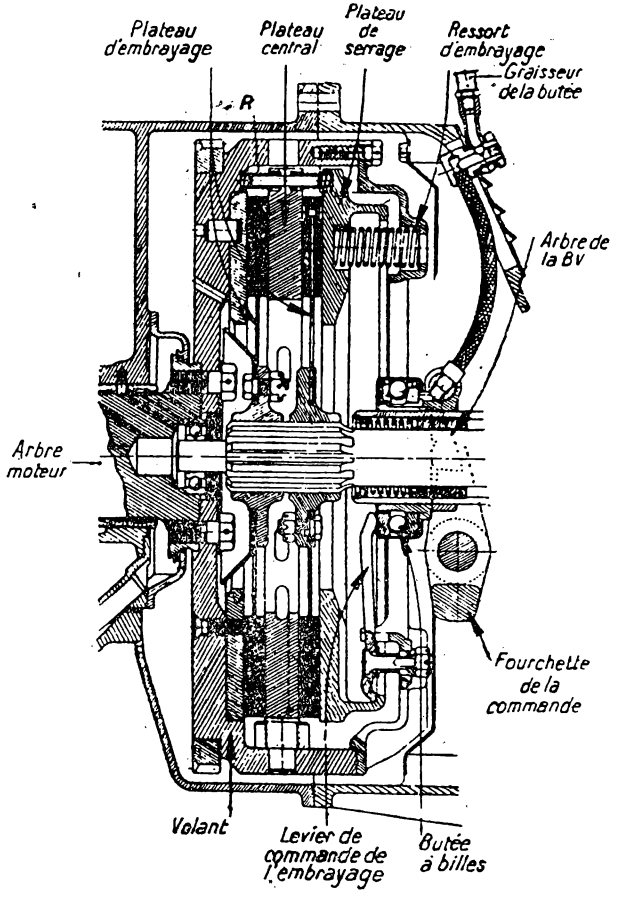


FIG. 5. — *Embrayage bidisque.*

Le gain obtenu sur l'importance du couple transmissible se paye par un encombrement un peu plus grand, une inertie plus importante des pièces solidaires de l'arbre primaire et par une course plus grande pour obtenir le débrayage.

Embrayage à disques multiples (fig. 6 et 7).

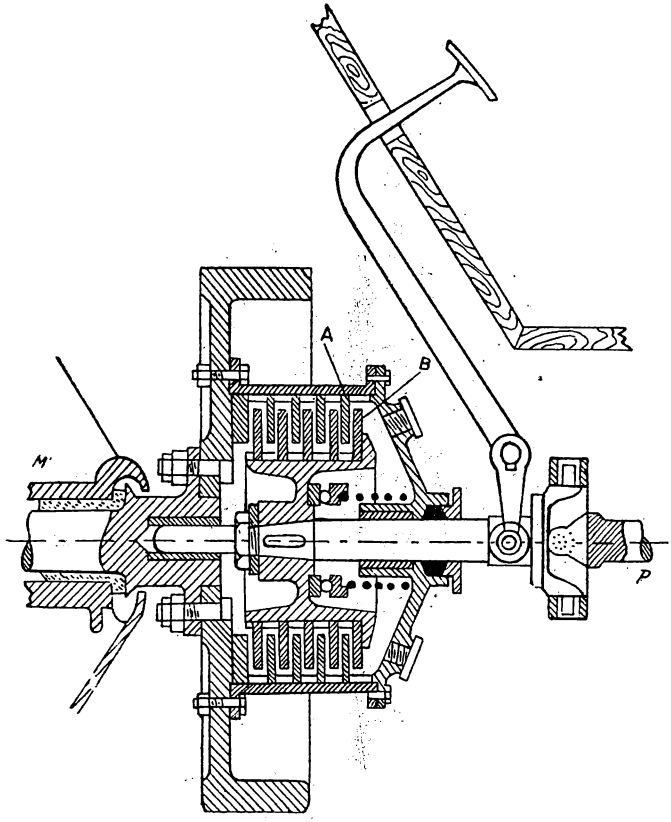


FIG. 6.

Le volant porte un boîtier cannelé intérieurement dans lequel peuvent glisser, sans tourner, des disques dentés extérieurement. L'arbre primaire de la boîte de vitesses porte un mandrin cannelé extérieurement, sur lequel peuvent glisser, sans tourner, d'autres disques dentés intérieurement.

Par cette disposition, la première série de disques est entraînée par le vilebrequin et la deuxième entraîne l'arbre primaire; les deux séries de disques sont généralement entièrement métalliques, ils sont intercalés les uns dans les autres et peuvent se mouvoir dans le sens longitudinal.

Un ressort central, ou une série de ressorts périphériques, comprime les disques les uns sur les autres. Le montage est analogue à celui qui est réalisé sur les embrayages à plateau.

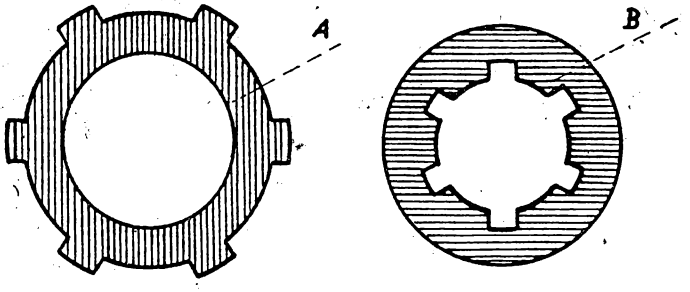


FIG. 7.

Fonctionnement : le débrayage s'obtient, comme pour l'embrayage à plateau, au moyen d'une fourchette, d'un manchon à butée coulissant et de bras de levier articulés sur le boîtier. Le manchon porte une butée à billes de débrayage.

Condition de non patinage : elle se déduit immédiatement de l'étude faite pour l'embrayage bidisque. S'il y a n disques reliés au volant et n-1 solidaires du primaire, il y a 2 (n-1) surfaces de friction; la condition de non patinage s'écrit donc :

$$C \leqslant \frac{4}{3}(n-1)\,T\,f\,\frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}.$$

Equilibrage : l'embrayage est équilibré dans les mêmes conditions et pour les mêmes raisons que l'embrayage à plateau.

Garniture et nature des surfaces : il existe diverses catégories d'embrayages à disques. Ceux fonctionnant à sec, ceux travaillant dans l'huile.

Les premiers comportent des disques en acier spécial, traités et rectifiés, entre lesquels sont interposés des disques en bronze dur (bronze phosphoreux). Dans ce cas, la pression d'application peut atteindre 2 kg.-cm2.

Dans certains cas (nombre de disques peu élevés) ceux-ci portent une bande de Ferodo ou une garniture amiantée, imprégnée de résine, de vernis gras ou agglomérée avec des produits à base de caoutchouc. La pression d'application ne doit pas alors dépasser 1,5 kg.-cm2.

Leur fonctionnement est assez bon lorsqu'ils sont étudiés pour obtenir un taux de travail unitaire (1) peu élevé (de l'ordre de 0,7 à 0,8 kg.-cm2).

Les seconds sont construits comme les précédents, mais demandent un nombre de disques plus élevés, car le coefficient de frottement est plus faible.

Leur fonctionnement est bon, plus souple et plus progressif que celui des embrayages à sec, mais le débrayage est souvent moins franc du fait que les disques ont tendance à être entraînés par l'huile, surtout à froid ou si l'huile n'a pas une fluidité suffisante.

Embrayage Hele-Shaw (fig. 8).

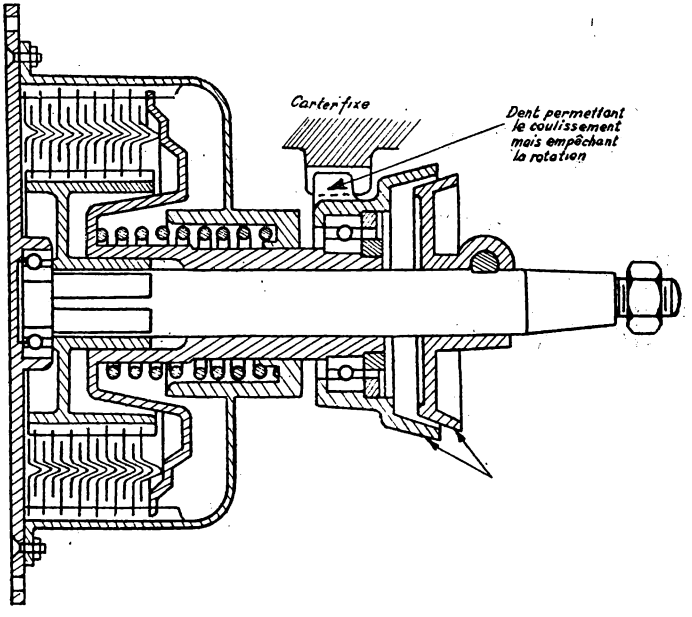


Fig. 8.

L'appareil Hele-Shaw est un des plus anciens embrayages à disques multiples fonctionnant dans l'huile. Son organisation est semblable à celle des appareils décrits ci-dessus. Toutefois, dans le but de réduire au maximum les risques de collage, chaque disque porte une sorte d'ondulation qui, au moment du débrayage, joue le rôle de ressort de décollement.

(1) Taux de travail unitaire = pression d'application.

Une légère différence dans la forme des empreintes de chaque série de disques améliore l'effet recherché.

L'embrayage Hele-Shaw comprend des disques de faible diamètre, mais en nombre très élevé, parfois 30 à 40. Son encombrement en hauteur est donc très faible de même que la tension de son ressort en regard du couple important qu'il peut transmettre.

Avantages. Inconvénients.

Cet embrayage a l'avantage d'être d'un encombrement réduit (sauf dans le sens longitudinal) et d'offrir une grande progressivité.

Il nécessite par contre une course de débrayage relativement longue; si l'huile utilisée est trop visqueuse, il a tendance à patiner (à l'embrayé on a toujours des contacts médiats entre les disques). Enfin, par temps froids, comme tous les embrayages fonctionnant dans l'huile, il « colle »; le débrayage n'est jamais parfait.

C) Embrayage a cône

Nous avons vu que la solution de l'embrayage à disques multiples permet d'augmenter facilement le couple transmissible par un embrayage à friction. Le même résultat peut être obtenu autrement; il suffit en effet de se servir de la propriété du cône pour augmenter la tension que nous avons appelée précédemment T.

Soit en effet (fig. 9) un tronc de cône mâle appliqué par une force F sur un cône femelle de même angle au sommet. Nous appellerons S la surface de contact.

Soit φ la force agissant sur deux éléments A et A′ de surface, égaux chacun à dS situé dans le même plan méridien, et disposés symétriquement par rapport à l'axe

$$\varphi = 2\,\frac{F}{S}\,dS.$$

φ peut se décomposer en deux forces égales φ' dirigées perpendiculairement aux surfaces et l'on a :

$$\varphi' = \frac{\varphi}{2 \sin \alpha} = \frac{F dS}{S \sin \alpha}.$$

De là on déduit que l'effort que nous avons appelé T dans l'étude de l'embrayage à friction est égal à :

$$T = \frac{F'}{\sin \alpha}.$$

T est d'autant plus élevé que α est petit. Toutefois il y a lieu de ne pas descendre au-dessous d'une valeur minimum à partir de laquelle il y aurait coincement. Ceci se produit pour la valeur de α définie par :

$$tg\,\alpha = f$$

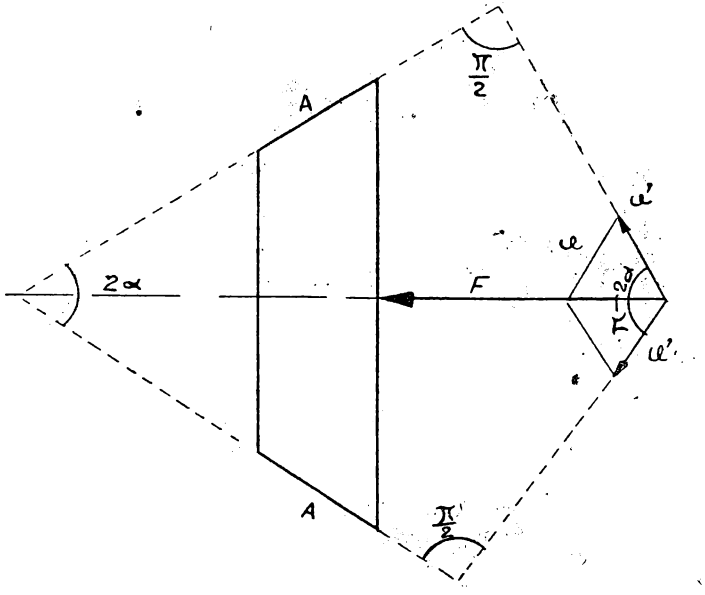


FIG. 9.

f étant le coefficient de frottement des deux surfaces en contact, dont la valeur varie entre 0,2 et 0,4. L'angle limite est donc compris, suivant la nature des garnitures, entre 11 degrés et 22 degrés. Pratiquement il n'existe pas d'embrayage à cône dont l'angle au sommet soit inférieur à 20 degrés.

Nous n'insisterons pas sur la description des embrayages de ce type qu'on ne trouve plus que sur de rares véhicules très anciens. Les figures 10 et 11, qui donnent le schéma d'un embrayage, la première à cône direct (sommet du cône vers le moteur) et la seconde à cône inverse (sommet du cône vers la boîte de vitesses) sont suffisamment explicites par elles-mêmes. On voit en particulier que les appareils représentés sont équilibrés à l'embrayé et ne le sont pas au débrayé, exactement comme les embrayages à disques.

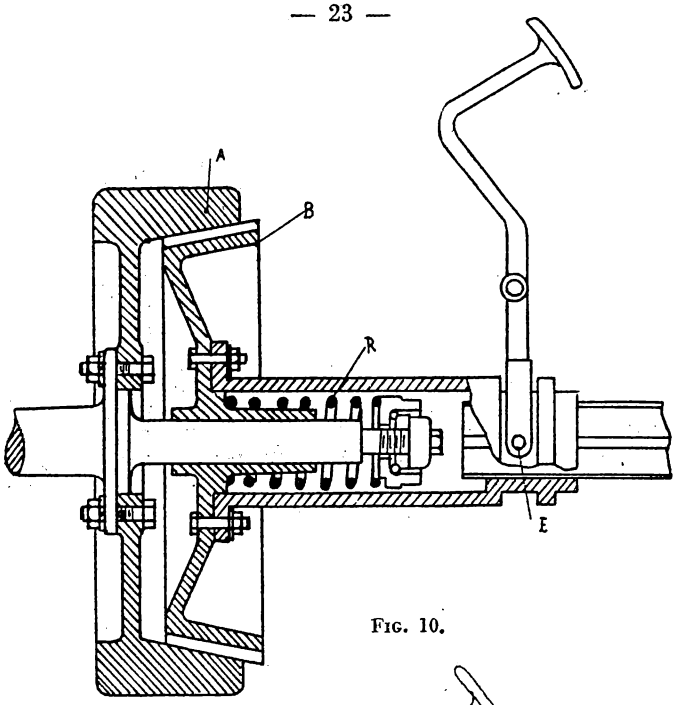


Fig. 10.

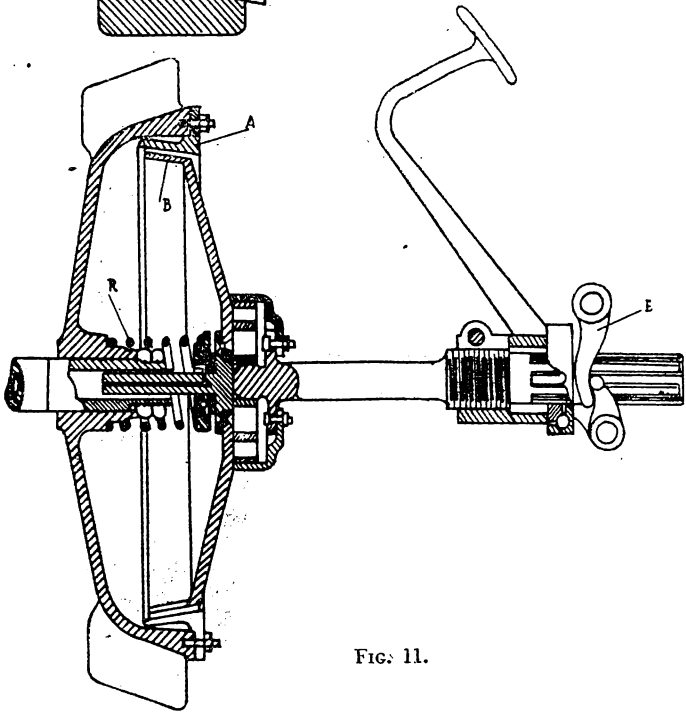


Fig. 11.

Une certaine progressivité est obtenue par des ressorts mis sous la garniture, et qui, au surplus, aident au déboîtement des cônes (fig. 12). On imagine aisément que l'inertie de la masse liée au primaire est importante; aussi les voitures qui en étaient équipées étaient-elles souvent munies d'un frein d'embrayage (voir plus bas).

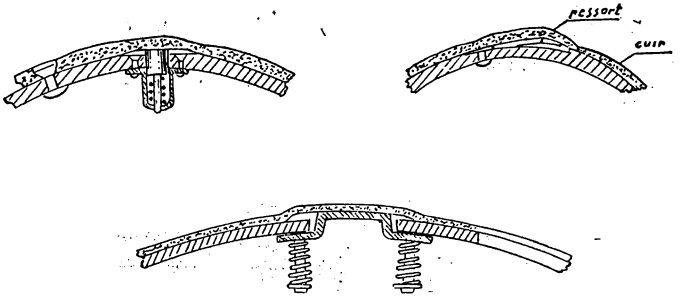


Fig. 12.

Notons que les sufaces en contact des troncs de cônes étaient fréquemment garnies de cuir dont le coefficient de frottement est inférieur à celui des garnitures à base d'amiante utilisées actuellement et dont l'entretien doit se faire avec un peu de graisse. La pression d'application, lorsque la garniture est de cuir, doit être de 0,8 à 1 kg.-cm2 seulement.

Nota I. — La course de débrayage doit être d'autant plus importante que l'angle α est petit.

Nota II. — Parmi les embrayages à friction se classent les embrayages à ruban et ceux à segments qui ont été peu employés et qui ne le sont pratiquement plus. Le premier est un frein à ruban dont le point fixe est solidaire de l'arbre à entraîner et dont le tambour est claveté sur l'arbre moteur. Le second rappelle les freins à segments dont l'écartement est commandé par une vis filetée à pas contraire et commandée par la pédale d'embrayage.

Commandes de l'embrayage a friction.

En général, les embrayages à friction sont commandés par le conducteur au moyen d'une pédale.

L'action du pied sur cette pédale assure le débrayage; au contraire, à l'embrayage, c'est la poussée du ressort qui ramène les différents organes dans leur position primitive. Le débattement de la pédale, autrement dit la course, est de l'ordre de 10 à 12 centimètres; il est indispensable de ménager une marge de sécurité au début et à la fin de la course (garde).

On trouve des commandes d'embrayage de différents types; nous décrirons sommairement les plus caractéristiques.

Commandes non automatiques.

Commande à traction directe (fig. 13).

C'est une commande à démultiplication simple, convenant chaque fois que la tension du ressort n'est pas trop élevée.

Elle comprend, tourillonnant autour d'un axe, un manchon comportant la pédale et la fourchette. L'ensemble constitue un levier dont le point fixe est l'axe.

La fourchette agit directement sur la gorge de la butée d'embrayage, butée à billes destinée à adoucir le contact entre la commande (ne tournant pas) et la partie coulissante de l'embrayage (tournant). La démultiplication est déterminée par l'effort que le conducteur ne doit pas dépasser (10 kg. pour les voitures légères, 15 kg. pour les poids lourds).

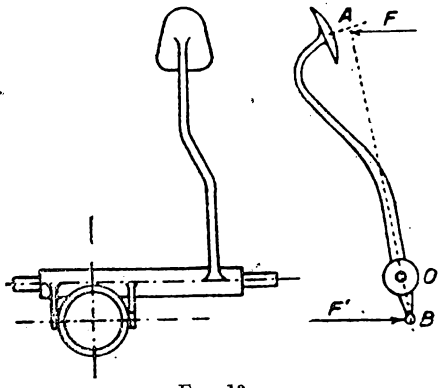


Fig. 13.

Commande à renvoi par biellettes (fig. 14).

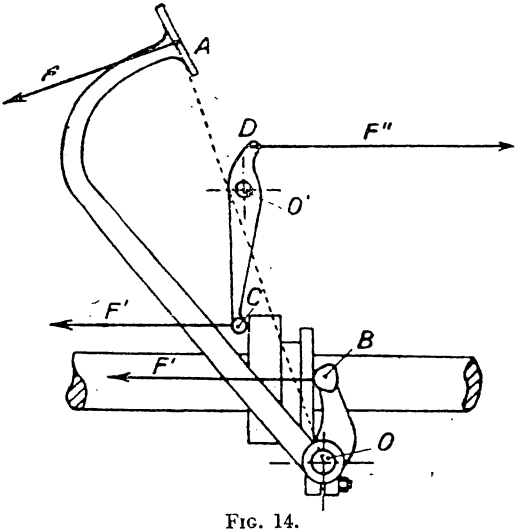


Fig. 14.

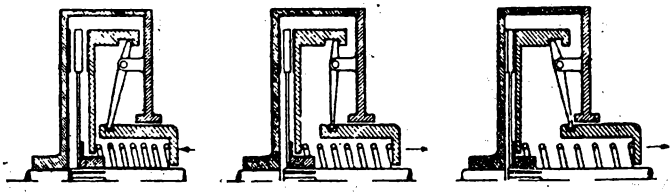
Cette commande est à démultiplication double.

Une fourchette solidaire de la pédale et travaillant dans le même sens qu'elle agit sur un manchon coulissant sur un axe.

Ce manchon, dans son déplacement, fait basculer une biellette dont une extrémité actionne la butée d'embrayage.

La démultiplication étant double permet, pour un même effort du conducteur, d'agir sur un ressort beaucoup plus puissant.

Système compound (fig. 15).



1. Débrayage 2. Début de l'embrayage 3. Fin de l'embrayage

FIG. 15.

Certains embrayages portent un système de compoundage qui présente l'intérêt de lutter contre le broutage.

Le ressort d'embrayage prend appui, d'une part sur le plateau d'embrayage et, d'autre part, sur le fond d'une sorte de boîtier coulissant sur l'arbre.

Ce boîtier porte à l'extrémité opposée au fond, une rainure circulaire qui sert de logement à une des extrémités des biellettes de débrayage.

Au début de l'embrayage l'effort qui agit sur le plateau est égal à la tension du ressort multiplié par le rapport des bras de levier de la biellette.

Le phénomène inverse se produit pendant le débrayage.

Commandes automatiques.

Nous décrirons d'abord l'un des systèmes de débrayage automatique dont le montage a été effectué sur des véhicules de série, le servo-débrayeur Bendix (fig. 16 et 17).

Un cylindre est placé en dérivation sur le collecteur d'admission au moyen d'une canalisation. Un piston ferme le cylindre et en fait une boîte étanche. Une tige relie le piston à la pédale d'embrayage. Un système de vannes, commandé par la pédale d'accélérateur, règle l'action de la dépression dans le cylindre.

Fonctionnement. — Dans la marche au ralenti, la pédale d'accélérateur est relevée et la vanne ouverte, l'action de la dépression se fait sentir dans le cylindre et provoque le déplacement du piston vers le fond du cylindre et par suite le débrayage.

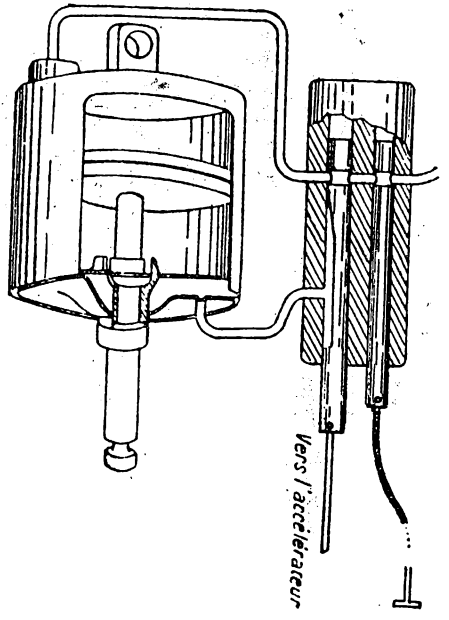


FIG. 16. — *Servo-débrayeur Bendix.*

Dès que l'on appuie sur l'accélérateur, on coupe la communication entre le cylindre de commande et le collecteur d'admission et on réalise en même temps une entrée d'air progressive dans le cylindre grâce à un évidement particulier du pouvoir de distribution qui revient à la position « embrayé ».

Chaque fois que le conducteur lâche la pédale d'accélérateur, il y a débrayage automatique, et la voiture roule sur sa lancée. Le servo-débrayage joue, à ce titre, le rôle d'une roue libre. Par ailleurs, il facilite grandement le changement de vitesse puisque le conducteur n'a plus à s'occuper du débrayage qui se fait automatiquement.

Un bouton de commande placé sur la planche de bord permet au conducteur de supprimer l'action du servo-débrayage et de revenir au fonctionnement normal de la pédale et de l'embrayage courant.

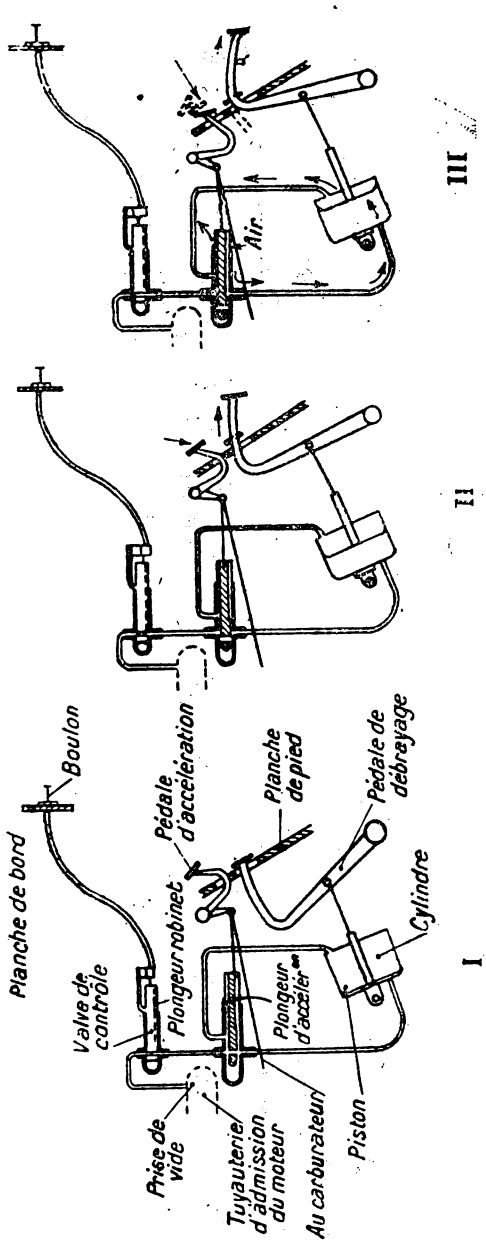


FIG. 17. — *Schémas montrant le fonctionnement du débrayeur automatique Bendix.*

I. Ralenti : la pédale d'accélération est relevée, celle de débrayage enfoncée car la dépression agit sur le piston, il y a débrayage.
II. Début d'accélération : la dépression n'agit plus sur le piston qui commence à remonter avec la pédale d'embrayage, l'embrayage a lieu progressivement.
III. Accélération nette : la dépression n'agit plus et l'air peut pénétrer dans le cylindre et être chassé (flèches), embrayage franc.

Frein d'embrayage.

Les freins d'embrayage ont pour but de provoquer par freinage, au moment du débrayage, le ralentissement rapide de la partie d'embrayage solidaire de la boîte de vitesses. Il s'impose dans certains embrayages dont l'inertie des organes solidaires de l'arbre de la boîte de vitesses est trop grande, cas des véhicules spéciaux.

Un sabot de frein monté sur point fixe (fig. 18) se trouve placé sur la course de la partie coulissante de l'embrayage, de telle façon qu'à la fin de l'action de débrayage cette partie vienne frotter contre le sabot qui assure ainsi le freinage de l'arbre primaire.

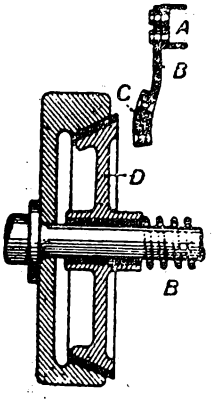
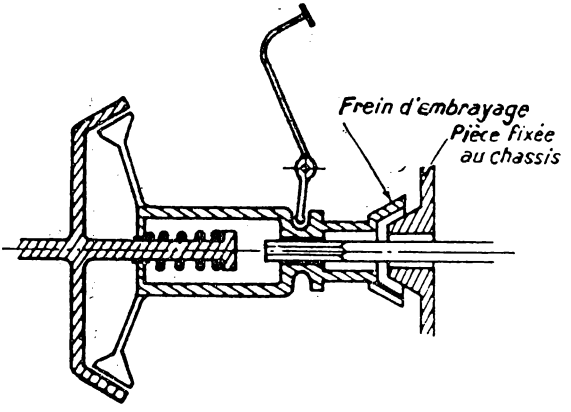


FIG. 18.

Frein d'embrayage.
A. Traverse du châssis. — B. Ressort. — C. Patin du frein. — D. Cône.



Embrayage.

FIG. 19. — *Frein d'embrayage.*

Le frein d'embrayage peut être également constitué par une sorte d'embrayage à cône dont l'une des parties est fixe.

Certains constructeurs (Renault) placent leur frein d'embrayage sur la boîte de vitesses.

Le système comprend un tambour de faible diamètre (10 cm. environ) sur lequel s'appuie le ruban de frein.

Le tambour est solidaire de l'arbre intermédiaire de la boîte de vitesses et tourne avec lui.

La commande de ruban de frein est actionnée par la pédale de débrayage.

Lorsque la pédale est poussée, le ruban freine le tambour, et par suite, par l'arbre intermédiaire, le primaire de la boîte de vitesses et la partie de l'embrayage qui en est solidaire.

Commande centrifuge.

L'embrayage à commande centrifuge est constitué par un embrayage à disque (unique ou multiples) porteur de masselottes articulées. Celles-ci sous l'action de la force centrifuge, variable avec la vitesse du moteur, assurent un embrayage ou débrayage automatique et progressif. Il peut être à masselotte pivotante ou à masselottes coulissantes.

a) *Masselotte pivotante* (fig. 20).

En plus du système de commande ordinaire actionné par la pédale, le plateau de débrayage porte une série de biellettes articulées, dont les extrémités s'appuient d'une part dans la gorge du plateau de débrayage, et d'autre part sur un ressort à boudin dont la force de poussée est supérieure à celle du ressort d'embrayage, et qui agit en sens inverse de ce dernier.

Une masselotte M solidaire de la biellette, montée sur un bras de levier à angle droit, complète le dispositif spécial.

Le moteur étant arrêté, le ressort de biellette fait basculer celle-ci qui relève la masselotte vers l'axe de rotation et provoque, avec le déplacement du plateau, le débrayage.

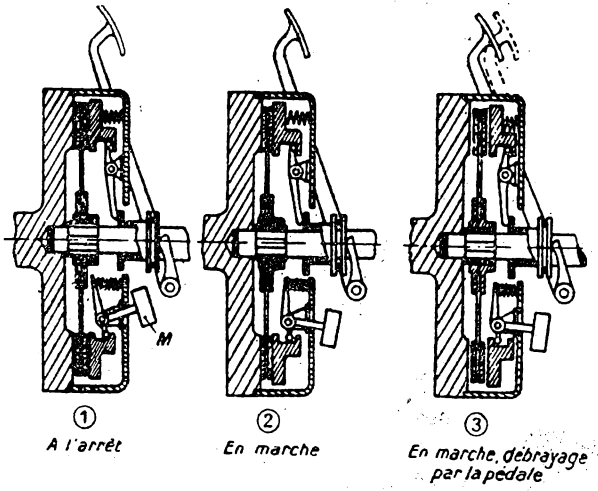


FIG. 20. — *Embrayage centrifuge.*

Pendant le ralenti du moteur l'action de la force centrifuge est insuffisante pour modifier la position des organes. Lorsque la vitesse augmente, l'action de cette force croît, les masselottes s'écartent du centre de rotation, provoquent le mouvement des biellettes et la compression des ressorts de masselottes. Le plateau libéré est soumis à l'action des ressorts d'embrayage qui réalisent le serrage du ou des disques.

Si le conducteur veut débrayer, il appuie, comme dans un embrayage ordinaire, sur la pédale, qui, par l'intermédiaire des fourchettes et leviers de commande, provoque l'écartement du plateau.

Le débrayage peut s'effectuer sans que le fonctionnement soit gêné par l'action de la force centrifuge, car il existe aux points d'appui des leviers de masselottes dans la gorge du plateau, un jeu suffisant.

b) *Masselottes coulissantes* (fig. 21).

Dans cet embrayage, les masselottes sont montées dans une cloche solidaire du volant. Ces masselottes, grâce à un ensemble de butées et de roulments à bielles, sont susceptibles de coulisser, en s'appuyant sur le fond de la cloche, dans le sens des rayons partant de l'axe de rotation. Elles ont la forme d'un coin dont le sommet tronqué est orienté vers l'extérieur.

Des ressorts tarés logés dans un alvéole pratiqué sur le sommet du coin (mobile) et s'appuyant sur la paroi intérieure de la cloche repoussent les masselottes vers l'intérieur.

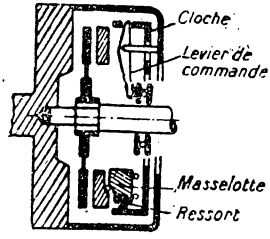


Fig. 21.

Au repos et pendant la marche au ralenti, les masselottes n'interviennent pas et le plateau est maintenu à la position débrayé.

Lorsque la vitesse du moteur augmente, l'action de la force centrifuge provoque le mouvement des masselottes qui, étant donné leur forme, repoussent le plateau et réalisent l'embrayage.

Pour débrayer en cours de marche, le conducteur agit sur la pédale qui, grâce aux leviers de commande, assure un déplacement de la cloche suffisant pour supprimer l'action des coins sur le plateau. Il est à remarquer que dans ce dispositif, les masselottes, au lieu de libérer des ressorts, agissent directement sur le plateau.

Incidents des embrayages a friction.

Les principaux incidents que peuvent présenter ces embrayages sont :

Le patinage si l'embrayage est mal réglé, ou si le ressort est, soit trop faible, soit avachi;

La manque d'étanchéité à l'huile;

Le manque de progressivité;

Le débrayage incomplet qui se produit principalement quand la commande de l'embrayage est mal réglée, mais qui se rencontre également avec les embrayages à disques multiples par suite de déformations dues à l'échauffement ou dans le cas de disques travaillant dans l'huile, lorsque cette dernière manque de fluidité;

Le broutement qui se produit lorsque l'embrayage entraîne l'arbre primaire par saccades; cet incident est dû, soit à un défaut de fabrication, soit le plus souvent à l'usure ou au gauchissement des disques d'embrayage qui n'assurent pas la répartition régulière des efforts. Une pression d'application trop élevée est souvent la cause d'une usure prématurée ou d'un gauchissement rapide.

Le grippage de la butée d'embrayage. — Cet accident se produit d'autant plus fréquemment que son graissage est souvent oublié parce que la butée est ordinairement difficile à atteindre, certains constructeurs ont remédié à cet inconvénient en montant une butée d'embrayage qui ne nécessite aucun entretien, soit par suite d'un graissage automatique, soit parce que la butée est en graphite (Mathis, Jeep, etc.).

Les embrayages électro-magnétiques.

L'embrayage électro-magnétique est rarement utilisé seul pour relier le moteur à la transmission, il est employé pour obtenir un débrayage franc quand l'embrayage (hydraulique ou à commande centrifuge) ne le permet pas.

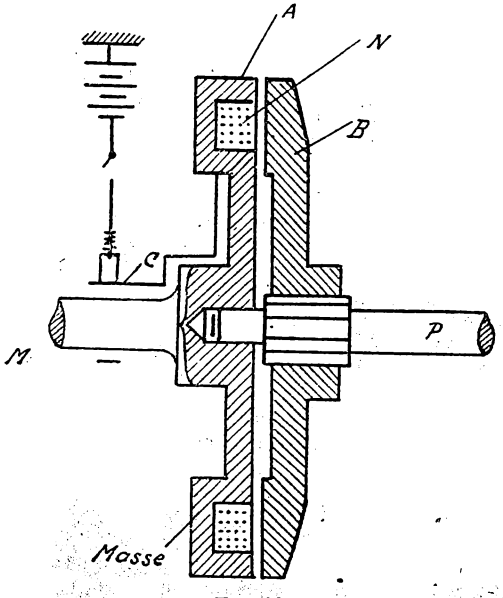


FIG. 22.

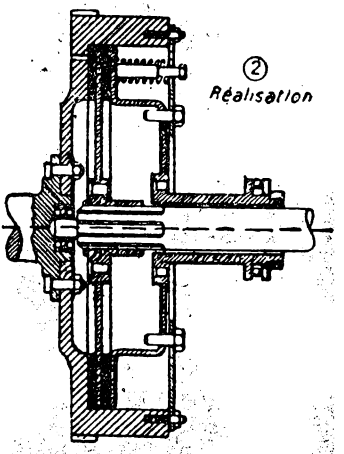


FIG. 23.
Embrayage électro-magnétique.

Il se compose essentiellement (fig. 22 et 23) d'un électro-aimant N

porté par le plateau A solidaire de l'arbre moteur, et d'un plateau B en acier pouvant coulisser sur l'arbre primaire et lié à lui invariablement dans un mouvement de rotation.

Le courant électrique est amené à N par un contact tournant C composé d'une gorge solidaire de l'arbre et d'un charbon fixe appuyé par un ressort. Lorsque le commutateur ferme le circuit, le courant passe dans l'enroulement N, le plateau B est attiré par le plateau A, et est entraîné par ce dernier. Lorsque le circuit est libéré, il y a désaimantation du plateau A. Le plateau B est décollé de A par un ressort de rappel.

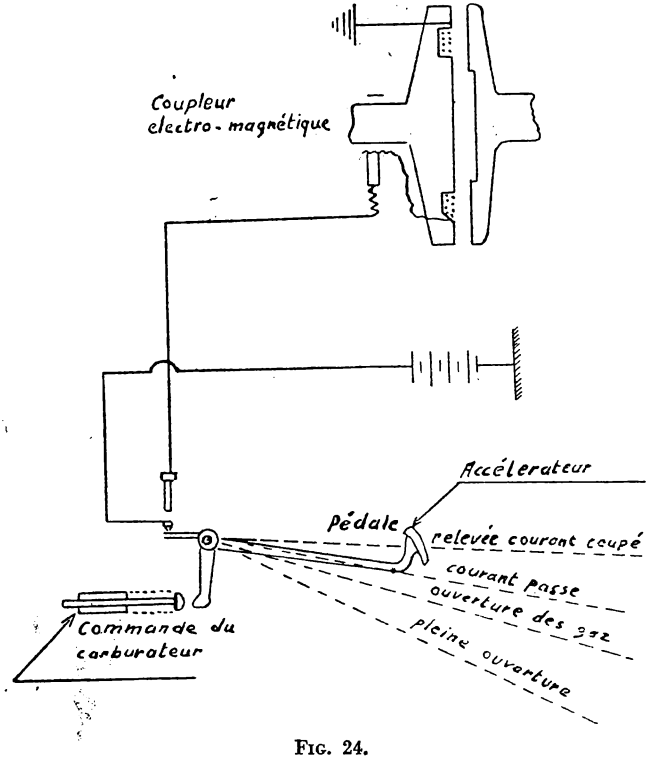


FIG. 24.

La pédale d'embrayage commande le commutateur et un rhéostat assure la progressivité de l'attraction des plateaux. La condition de non patinage s'écrit sans difficulté il suffit de remplacer dans le calcul fait pour l'embrayage à plateau la tension T par l'attraction magnétique, et se rappeler qu'il n'y a contact que par une seule surface.

Cet embrayage est équilibré à l'embrayé comme au débrayé, mais pendant le mouvement du plateau mobile, au moment de l'embrayage, il y a action sur l'arbre menant vers la boîte de vitesses.

La figure 24 donne le schéma d'un montage d'une commande d'embrayage électro-magnétique, liée avec celle de l'accélérateur.

Quand l'action sur l'accélérateur cesse, le courant est coupé automatiquement, et il y a immédiatement débrayage franc, ce qui ne pourrait donner ni un embrayage hydraulique, ni un embrayage automatique à commande centrifuge.

Dès que l'on appuie sur l'accélérateur il y a embrayage électro-magnétique suivi rapidement de l'embrayage automatique de l'appareil normal.

L'embrayage électro-magnétique fonctionne donc plutôt dans ce cas comme un coupleur, nom par lequel on le désigne souvent, par exemple l'embrayage Gravina.

III. — LES EMBRAYAGES HYDRAULIQUES.

Leur principe est le suivant (fig. 25 et 26). Deux moulinets M_1 et M_2 indépendants et semblables, tournant autour du même axe, se font vis-à-vis et sont enfermés dans un carter étanche contenant de l'huile à moteur.

L'un des moulinets M_1 solidaire du moteur entraîne l'huile dans son mouvement de rotation grâce à des palettes qui le cloisonnent. La force centrifuge chasse vers la périphérie l'huile qui suit le parcours délimité par les cloisons et tel qu'à la sortie du moulinet M_1, l'huile sort violemment projetée dans les intervalles semblables, mais d'écartement différent du cloisonnement du moulinet M_2 solidaire de l'arbre mené.

La force vive du fluide oblige le moulinet M_2 à se mettre en route dans le même sens. Supposons d'abord que la vitesse ω_1 de M_1 reste constante, la violence du choc du fluide sur M_2 diminue au fur et à mesure que la vitesse ω_2 de M_2 augmente et cela pour deux raisons, d'abord la vitesse relative du fluide par rapport à M_2 diminue, ensuite M_2 entraîne lui aussi de l'huile qui est projetée exactement comme celle entraînée par M_1 et qui par suite a tendance à créer un contre-courant qui freine celui issu de M_1. Admettons que le couple résistant appliqué à M_2 lui permette d'acquérir la vitesse ω_1 de M_1. A ce moment il n'y a plus d'énergie transmise par variation de force vive du fluide et même il n'y a plus de courant de fluide, ce dernier est immobilisé sous forme d'un anneau fluide découpé formant une série de clavettes, reliant les deux moulinets et n'ayant aucun mouvement relatif par rapport à eux. On en déduit d'abord que le moulinet M_2 ne peut pas, du fait de M_1, prendre une vitesse

supérieure à ω_1 (quand $\omega_1 = \omega_2$, il ne reste aucune force motrice), puisque la force de liaison résistante constituée par le fluide est due à la cohésion de l'huile, cohésion qui est fonction de sa viscosité et

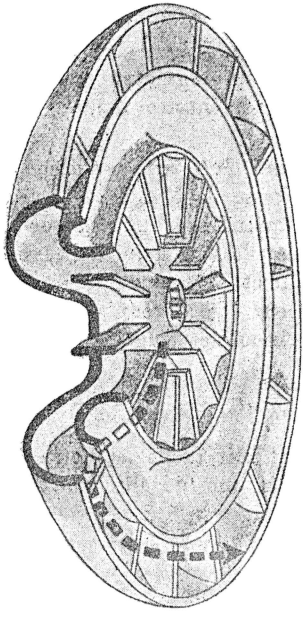


FIG. 25. — *Moulinet coupé montrant le cloisonnement.*

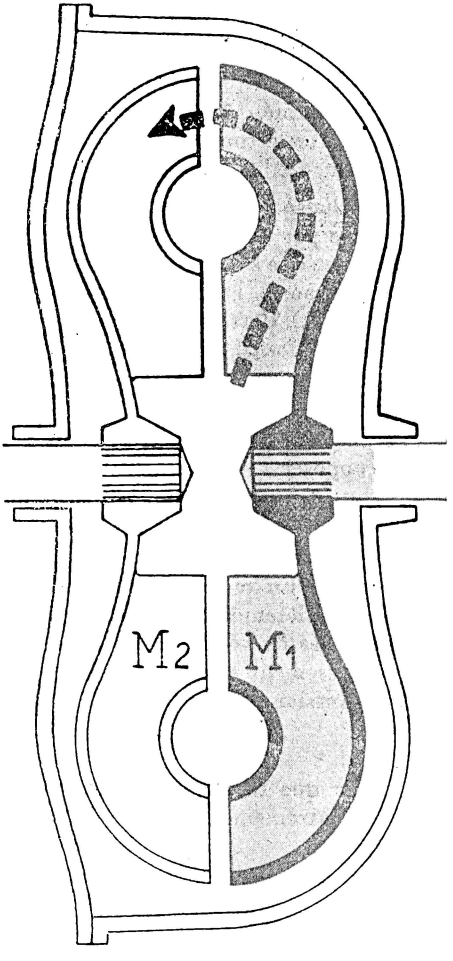


FIG. 26. — *Vue en coupe. La flèche schématise le clavetage hydraulique.*

de la pression due à la force centrifuge qu'elle supporte. Si le couple résistant augmente, au point de pouvoir commencer à « rompre » les clavettes, ω_2 va décroître, le courant d'huile de M_1 vers M_2 va

s'établir à nouveau et une force vive proportionnelle à $(\omega_1 - \omega_2)^2$ va venir s'opposer à la diminution de la vitesse ω_2; retardant ainsi le moment où le couple résistant continuant à augmenter le ralentissement de M_2 ou encore son glissement soit inévitable.

Nous avons supposé que la vitesse ω_1 étant constante, pendant que celle de ω_2 croissait de 0 à ω_1. Si ω_1 est variable, le raisonnement subsiste, ω_2 tend à se rapprocher de la vitesse croissante de M_1, et on finit par obtenir l'égalité des vitesses ω_1 et ω_2.

En résumé, la mise en route de l'arbre mené et l'accroissement de sa vitesse sont dus à la force vive du fluide, créée par la force centrifuge :

La liaison entre les moulinets après l'égalité des vitesses est réalisée par une série de clavettes fixes hydrauliques dont la résistance est due à leur cohésion, fonction de la viscosité et de la pression que supporte le fluide (pression qui est engendrée par la force centrifuge). Cette série de clavettes travaille à la flexion. L'accouplement est positif : on peut casser aussi bien un arbre à cardan avec un embrayage hydraulique qu'avec un embrayage à friction.

L'appareil est dans une certaine mesure autorégulateur : tout début de glissement créant un effort supplémentaire tendant à s'y opposer.

Le principe actif de cet embrayage étant la force centrifuge, l'appareil ne peut pas fonctionner si la vitesse de M n'a pas une valeur minimum, pratiquement il décroche quand le moteur menace de caler. En outre, du fait de la viscosité, l'appareil ne débraye pas complètement, quand le couple résistant est inférieur au couple des forces de viscosité. Le débrayage ne peut être obtenu que par ralentissement suffisant du moteur et du moulinet solidaire de la transmission.

Condition de non glissement.

Bien que la condition de non glissement soit facile à énoncer, il est extrêmement difficile de l'expliciter par une inégalité mathématique.

En effet, on doit avoir couple des forces de cohésion $>$ couple moteur.

Il faudrait pouvoir calculer les forces de cohésion du fluide en fonction de la pression qu'il supporte du fait de la force centrifuge. Même si les formes géométriques de l'anneau fluide étaient simples, le calcul serait pénible, et vraisemblablement inexact du fait de l'incertitude que l'on a sur la valeur de coefficient de frottement interne en fonction d'une pression qui n'est pas homogène. Pratiquement, la valeur maxima du couple transmissible sans glissement appréciable est donnée par l'expérience.

Progressivité.

Le glissement rend l'embrayage hydraulique très progressif.

Equilibrage.

L'équilibrage est parfait quand les deux moulinets ont la même vitesse (arrêt compris), car la pression du liquide se fait sentir également sur les deux faces de chacun des deux moulinets.

Quand les vitesses sont différentes, il n'y a pas équilibre de fluide et la pression entre le carter et l'extérieur des moulinets est plus faible que celle qui règne à l'intérieur ; l'équilibrage n'est pas parfait, il y a une légère poussée sur les arbres.

Dans cette dernière éventualité, la pression entre les deux moulinets est plus forte du côté moulinet menant que du côté moulinet mené.

En somme, l'embrayage hydraulique est un excellent appareil qui rend la conduite très facile, par contre, il présente les inconvénients suivants : il perd un peu de puissance par suite des frottements du fluide sur le carter, et il ne fonctionne pas quand la température ambiante est suffisamment basse pour que l'huile soit congelée.

L'embrayage hydraulique est particulièrement apprécié sur les poids lourds, on le trouve également sur des voitures légères de forte puissance.

Remarque I. — Lorsqu'avec un embrayage mécanique on veut procéder à un démarrage difficile, il est toujours possible d'ajouter au couple moteur l'énergie cinétique emmagasinée dans le volant préalablement lancé à grande vitesse. Ce coup de collier est possible avec l'embrayage hydraulique.

En effet, la combinaison de vitesse choisie étant en prise, le chauffeur n'a plus qu'une commande à sa disposition, celle de l'accélérateur. Le moteur prend le régime d'équilibre pour un glissement 100 pour 100, il en résulte un certain couple supérieur ou inférieur au couple résistant, dans le premier cas on démarre, dans le deuxième on reste sur place quoi qu'on fasse (les seuls remèdes sont de chercher un réglage de la carburation donnant un couple plus élevé aux bas régimes ou de changer la démultiplication).

Remarque II. — Si le moulinet M_2 est entraîné par une force extérieure (véhicule en descente), M_1 reçoit de M_2 une impulsion qui tend à accélérer son mouvement, l'appareil est réversible.

Rendement d'un embrayage hydraulique.

Les frottements absorbent une certaine énergie gaspillée en chaleur, la puissance n'est donc pas transmise intégralement. Les frottements sont plus importants sur les embrayages hydrauliques que sur les appareils à friction ou électro-magnétiques pour les deux raisons principales suivantes :

L'huile est plus visqueuse et plus onctueuse que l'air;

Les portées des arbres de sortie doivent être étanches à l'huile.

Sans entrer dans des développements mathématiques à partir d'hypothèses simplificatrices, on se rend compte aisément que la perte de puissance dP dans un embrayage est :

a) Proportionnelle à la puissance à transmettre P;

b) Proportionnelle à l'effort d'arrachement du moulinet menant $\frac{P}{\omega R}$ (ω, vitesse angulaire de l'arbre menant; R, rayon du moulinet);

c) Inversement proportionnelle à la force centrifuge du liquide $M\omega^2 R$ (M, masse du liquide dont le volume est proportionnel à celui de l'appareil, donc sensiblement au cube d'une de ses dimensions, le rayon des moulinets par exemple).

Finalement, on a K étant une constante ne dépendant que de la géométrie de l'appareil et du fluide :

$$dP = KP \frac{P}{\omega R} \frac{1}{R^3\omega^2 R} = K \frac{P^2}{R^5\omega^3}.$$

formule qui permet de calculer l'augmentation qu'il faut adopter pour obtenir une diminution donnée de la perte de puissance. Si on ne peut pas augmenter le diamètre, on peut en mettre deux en série.

Cette perte de puissance peut se manifester soit par une perte de couple, soit par une perte de vitesse ou glissement, soit par les deux simultanément. Si la condition de non glissement est largement satisfaite, la vitesse est transmise intégralement, le couple transmis est plus faible que le couple reçu, dans le cas contraire la perte de couple s'accompagne d'un glissement.

Finalement, le rendement de l'appareil est donné par :

$$\rho = \frac{P - dP}{P} = \left(1 - \frac{dP}{P}\right) = 1 - \frac{KP}{R^5\omega^3}.$$

Cette formule montre que le rendement est plus élevé à puissance réduite qu'à puissance normale, toutes choses égales.

Pratiquement, en remplaçant sur un véhicule l'embrayage à friction par un embrayage hydraulique, la consommation augmente à vitesse égale.

Le rendement moyen d'un embrayage hydraulique approche de 95 pour 100 à pleine puissance dans les régimes normaux d'utilisation et s'élève à 97-98 pour 100 à demi-puissance.

La perte de puissance a pour conséquence d'élever la température de l'huile.

Il peut sembler intéressant de connaître l'ordre de grandeur du maximum de glissement possible, c'est-à-dire dans l'hypothèse inexacte où le couple est intégralement transmis.

Pour ce faire, il suffit de remplacer dans la formule précédente P par sa valeur en fonction du couple C qui est une constante :

$$P = C\omega \qquad dP = Cd\omega.$$

Le glissement g a pour valeur :

$$\frac{d\omega}{\omega} = \frac{N_2 - N_1}{N_2},$$

N_2 étant le nombre de tours-minute de l'arbre menant;

N_1 étant le nombre de tours-minute de l'arbre mené.

On a successivement :

$$dP = Cd\omega = K\frac{C^2\omega^2}{R^5\omega^3},$$

$$g = \frac{N_2 - N_1}{N_2} = \frac{d\omega}{\omega} = K\frac{C}{R^5\omega^2},$$

formule classique qui est représentée graphiquement par une courbe à allure hyperbolique admettant les deux axes de coordonnées comme asymptotes (glissement nul pour ω infini, glissement infini pour ω nul), résultat valable répétons-le dans l'hypothèse où le couple est intégralement transmis.

Réalisation.

Parmi les embrayages hydrauliques employés en France, citons les embrayages Synclair et Daimler, qui ne diffèrent que par des détails de réalisation, et l'embrayage Voisin, qui présente la particularité d'être doublé par un coupleur magnétique, commandé par la pédale de débrayage, et dont le but est de s'opposer à tout glissement quand le conducteur le désire (changement de vitesse).

Les figures 27*a*, 27*b*, 27*c* et 27*d* représentent quelques réalisations d'embrayages hydrauliques.

Remarque. — La seule difficulté de réalisation d'un embrayage hydraulique réside dans l'étanchéité de la sortie d'arbre. Le presse-étoupe ordinaire avec de la tresse graphitée, trop sensible au tour de main de l'ouvrier qui l'a monté, n'est pas régulièrement étanche.

Le joint (1) S. P. I. employé seul ou en série a une assez bonne efficacité, mais il se détériore facilement (coupure de la garniture).

(1) Joint à armature métallique, ayant une garniture en cuir ou en caoutchouc naturel ou synthétique, appuyé par un ressort.

Le joint ayant donné les meilleurs résultats est formé comme suit :

Une bague en caoutchouc est montée avec serrage sur l'arbre et est entraînée avec lui. A cette bague est fixé un anneau en fonte

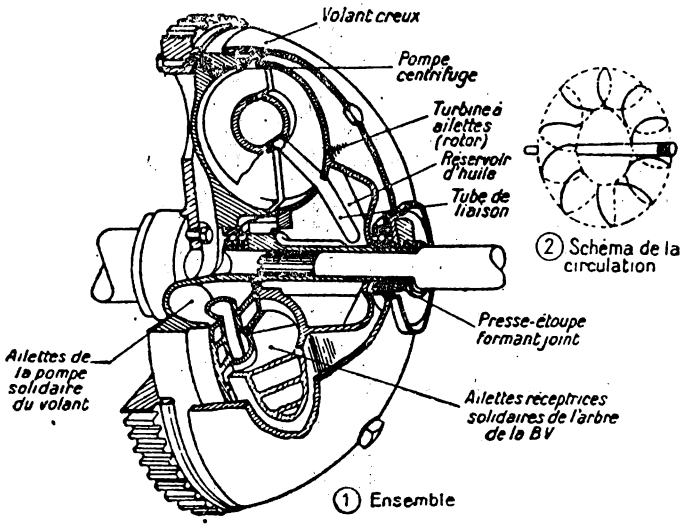


FIG. 27 *a*. — *Embrayage Synclair.*

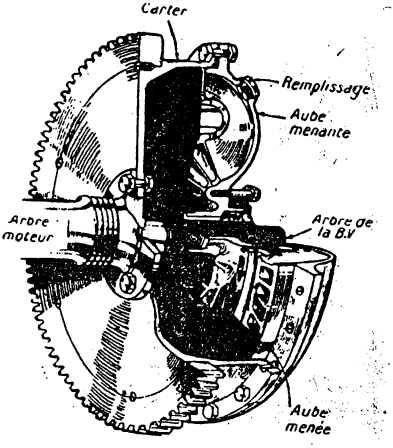


FIG. 27 *b*.
Embrayage Daimler.

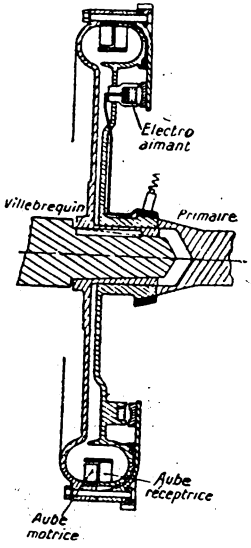


FIG. 27 *c*.
Embrayage hydraulique « Voisin » avec blocage magnétique.

qui vient frotter sur le carter par l'intermédiaire d'un anneau de graphite. Un ressort assure une force d'application suffisante entre les surfaces en contact (fig. 28).

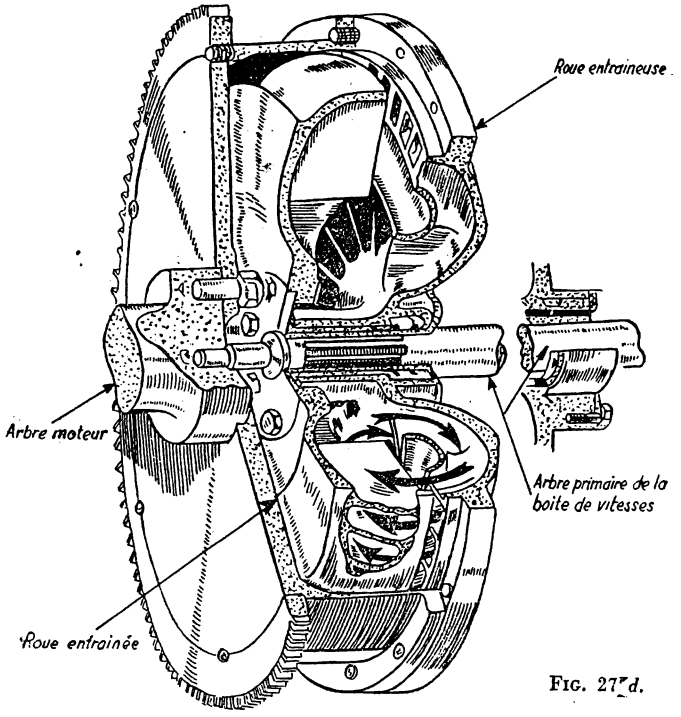


FIG. 27 d.

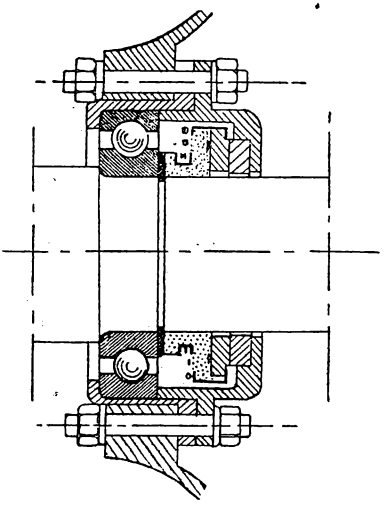


FIG. 28.

ANNEXE

Embrayage automatique particulier : le conjoncteur-disjoncteur Fieux.

(Fig. 29 et 30.)

Le conjoncteur-disjoncteur Fieux est un embrayage à friction uniquement automatique sous l'action d'une force centrifuge. Il était utilisé sur certains chars français. Un embrayage à friction sommaire appelé coupleur commandé par une pédale est néanmoins placé entre cet appareil et la boîte de vitesses.

Cet appareil se compose d'un volant A solidaire de l'arbre moteur. Il porte six axes *a* autour de chacun desquels peut pivoter une bielle *c*. Un plateau B monté fou sur l'arbre moteur porte de même six axes *a'* décalés par rapport à *c* et autour desquels peuvent pivoter des bielles *c'*. Les extrémités des bielles *c* et *c'* éloignées respectivement des axes *a* et *a'* sont volumineuses et reliées entre elles par un axe d'articulation *a''*.

Un ressort hélicoïdal D recouvert de ferodo est fixé par une extrémité sur le volant A et par l'autre sur le plateau B. Le sens d'enroulement de ce ressort est inverse de celui de la rotation du moteur. Un tambour F solidaire de l'arbre primaire récepteur et centré sur l'axe du volant entoure le ressort D sans le toucher au repos.

Lorsque le moteur tourne lentement, le volant A entraîne par le ressort D le plateau B. La force centrifuge est trop faible pour que les articulations *a''* des bielles *c* et *c'* s'éloignent beaucoup de l'axe de rotation. Le tambour F reste immobile.

Quand la vitesse de rotation augmente les articulations *a''* s'écartent de l'axe de rotation sous l'influence de la force centrifuge, par suite le décalage entre les axes *a* et *a'* diminue, le plateau B qui offre moins de résistance que le volant A à un déplacement longitudinal est ramené vers A par déroulement du ressort D dont la garniture vient s'appliquer contre le tambour F qui est alors entraîné par friction. Si le mouvement du volant est ralenti soit parce que le couple résistant augmente, soit parce que le chauffeur diminue son action sur l'accélérateur, la force centrifuge se faisant moins sentir sur les articulations *a''*, la force de friction des garnitures du ressort D sur le tambour F diminue, F commence par patiner puis sous l'action du ressort D qui tend à s'enrouler, le plateau B est décalé dans le sens contraire de la rotation, le tambour F s'arrête.

Pour éviter les bruits dus aux chocs intérieurs et pour donner plus de progressivité à l'embrayage, le volant est muni intérieurement sur sa périphérie de six éléments de ressort à boudin R, entre lesquels viennent se loger six doigts S fixés au plateau B.

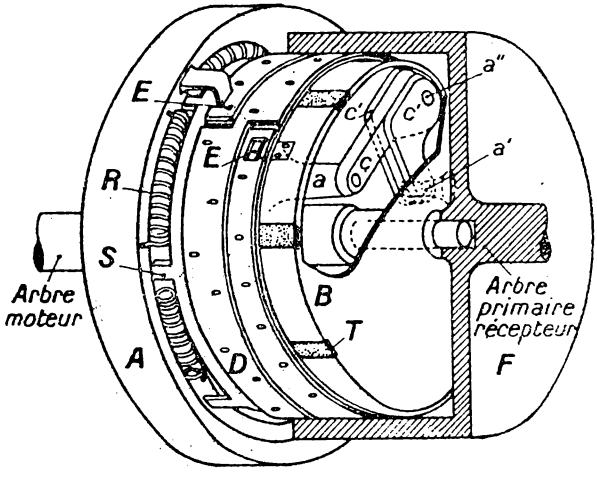


Fig. 29.
Schéma du conjoncteur-disjoncteur Fieux.

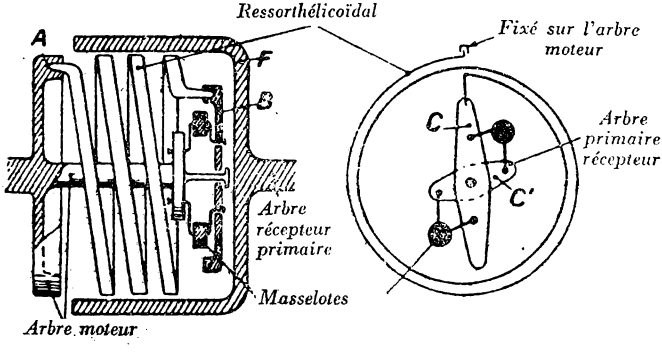


Fig. 30.
Conjoncteur-disjoncteur Fieux (principe de fonctionnement).

L'accouplement est ainsi rendu élastique; de plus ces ressorts lors d'un ralentissement du moteur obligent le plateau B à décoller

le ressort hélicoïdal D de l'intérieur du tambour. En outre six languettes de ferodo T rivées sur la plateau B empêchent le frottement direct acier sur acier du ressort D sur ce plateau.

Entre le conjoncteur-disjoncteur Fieux et la boîte de vitesses se trouve un embrayage à friction rudimentaire nommé coupleur, mis en œuvre par une commande ordinaire. Le coupleur ne sert que pour embrayer et débrayer en charge au moment d'un changement de vitesse.

En somme le conjonteur-disjoncteur :

1° Sépare automatiquement le moteur de la transmission dès que le couple développé ne peut vaincre l'effort résistant ou quand le chauffeur lâche l'accélérateur;

2° Permet de repartir progressivement sur l'une des premières vitesses sans être obligé de monter toute la gamme.

Le coupleur permet de changer de vitesse quand on le désire. On en déduit que le conjoncteur-disjoncteur Fieux facilite la conduite du véhicule, en empêchant le moteur de caler, si le chauffeur ne change pas de vitesse en temps voulu, et en remplissant le rôle d'un dispositif dit de roue libre.

La condition de non patinage, couple des forces de frottement > couple moteur se calcule sans difficulté.

On voit en outre sur le schéma que l'appareil est équilibré au débrayé comme à l'embrayé.

Conclusion.

Pratiquement les seuls embrayages utilisés sont :

— l'embrayage à friction à un ou deux disques à commande mécanique;

— l'embrayage hydraulique.

Le premier est plus économique, indépendant de la température; il est facile à utiliser après une très courte instruction. En embrayant brutalement on imprime une impulsion importante à la transmission : il y a risque de détérioration, mais aussi possibilité d'un coup de collier parfois indispensable.

Le second entraîne une légère augmentation de la consommation, il est sensible au froid; étant entièrement automatique, il est impossible de réaliser une liaison brutale par maladresse ou volontairement.

Par ailleurs, l'embrayage hydraulique perd de son intérêt quand le véhicule a un convertisseur de couple. On peut donc prévoir que ce dernier le fera disparaître.

CHAPITRE II

LA BOITE DE VITESSES

A) GÉNÉRALITÉS.

I. — Rôle de la boîte de vitesses.

La boîte de vitesses est un organe placé immédiatement après l'embrayage : l'arbre de sortie de ce dernier et celui d'entrée de la boîte de vitesses se confondent sous le nom d'arbre primaire.

Le rôle de la boîte de vitesses est de :

— permettre la séparation du moteur des organes de propulsion (roues ou barbotins) sans nécessiter l'intervention permanente du chauffeur de façon à faciliter l'opération de mise en route du moteur et à pouvoir laisser le moteur tourner, le véhicule étant à l'arrêt, et cela sans fatiguer l'embrayage;

— faire varier simultanément, en sens inverse et sensiblement dans le même rapport le couple et la vitesse de rotation qui doivent être transmis du moteur aux organes de propulsion (la manœuvre nécessaire étant, soit commandée par le chauffeur, soit automatique) pour adapter la puissance motrice aux nécessités de la propulsion;

— permettre d'inverser à volonté le sens de rotation des organes de propulsion pour réaliser la marche arrière du véhicule, obligation prescrite par les lois en vigueur pour tout engin automobile pesant à vide plus de 350 kilogrammes.

Remarque I. — Un organe qui permet de faire varier la vitesse de rotation à transmettre en conservant au couple une valeur sensiblement constante s'appelle un variateur de vitesse, il n'a pas logiquement son emploi sur un véhicule automobile.

Remarque II. — On appelle rapport de démultiplication de la transmission ou plus simplement démultiplication le rapport $d = \frac{\omega}{\omega'}$ (ω vitesse de rotation du moteur, ω' vitesse de rotation des roues).

Autrement dit, le nombre d est le nombre par lequel il faut diviser la vitesse de rotation du moteur pour avoir celle des roues.

De même on appelle démultiplication d'un engrenage ou d'un train d'engrenage (par exemple de la boîte de vitesses) le nombre par lequel il faut diviser la vitesse de l'arbre d'entrée, pour avoir celle de l'arbre de sortie.

L'inverse de ce nombre $\frac{1}{d} = m$ s'appelle la multiplication. C'est le nombre par lequel il faut multiplier la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée pour avoir celle de l'arbre de sortie. La démultiplication des vitesses en automobile entraîne la multiplication du couple. Donc le nombre qui exprime la démultiplication de la

vitesse d est égal à celui qui donne la multiplication du couple μ, de même la valeur m de la multiplication de la vitesse $\left(\text{égale à } \frac{1}{d}\right)$ est égale à celle de la démultiplication du couple δ $\left(\text{égal à } \frac{1}{\mu}\right)$.

$$d = \frac{1}{m} = \mu = \frac{1}{\delta}.$$

Dans le langage courant on parle uniquement de démultiplication sans préciser si on envisage les vitesses ou les couples. Il est vrai que c'est presque toujours les vitesses que l'on a en vue et on affecte indifféremment ce terme aux deux quantités que nous avons appelées d et m. La confusion est difficilement possible.

Dans ce traité nous adopterons les règles suivantes : les termes démultiplication d et multiplication m sans précisions complémentaires seront toujours relatifs aux vitesses, les deux termes ayant leur sens littéral tel qu'il vient d'être défini. Lorsqu'il sera spécifié qu'il est question des couples, les valeurs numériques seront représentées par δ et μ.

II. — Nécessité de cet organe.

a) *Nécessité de séparer le moteur des organes de propulsion.*

Un moteur, qui fonctionne selon le cycle Beau-de-Rochas ou selon le cycle Diesel, ne peut tourner correctement qu'entre deux vitesses de rotation n_1, n_2, la vitesse inférieure n_1 de cette plage de fonctionnement est de l'ordre de 200 à 400 t.-m. Or le moteur ne doit pas seulement être mis en route, il faut qu'il fournisse un couple appréciable pour pouvoir faire démarrer le véhicule, ce résultat ne peut être obtenu à moins d'une vitesse de l'ordre de 800 t.-m. Ceci exige que le moteur puisse atteindre cette vitesse, avant d'être couplé aux organes de propulsion.

Comme il n'est pas sûr que le chauffeur puisse appuyer constamment sur la commande de l'embrayage (départ à la manivelle par exemple) il faut que le non accouplement puisse être maintenu sans son intervention permanente. Il faut également qu'il lui soit possible d'arrêter le véhicule et d'abandonner ses commandes sans arrêter le moteur (pour effectuer par exemple une vérification qui ne peut se faire que moteur en route).

b) *Nécessité de faire varier le rapport de démultiplication entre le moteur et les organes de propulsion.*

Le mouvement d'un véhicule est fonction, d'une part de la puissance (vitesse de rotation et couple à la jante) fournie par le moteur, et d'autre part de la résistance au mouvement du véhicule.

Lorsque le couple à la jante est supérieur au couple résistant à vaincre, le véhicule se met en route et sa vitesse va en croissant.

Lorsque le couple à la jante et le couple résistant sont égaux la vitesse du véhicule est constante.

Lorsque le couple à la jante est inférieur au couple résistant la vitesse du véhicule diminue jusqu'au moment où le couple de la résistance à l'avancement ait suffisamment diminué pour devenir égal au couple à la jante; si cette égalité ne peut être réalisée avant que le moteur atteigne la vitesse la plus basse à laquelle il peut tourner, il cale.

Résistance au mouvement du véhicule (1). — La résistance que doit vaincre l'effort disponible à la jante est la somme d'un certain nombre de résistances qui s'opposent au mouvement du véhicule. Ce sont :

La résistance au roulement créée par le mouvement de rotation des roues (travail de déformation des pneumatiques, frottement des roues sur leurs fusées, forces de contact entre le sol et les roues;

La résistance due à la pente. — Elle est proportionnelle au poids du véhicule et à la pente de la route. Cette pente est généralement définie par la tangente de l'angle formé avec l'horizontale, et est donnée en tant pour cent;

La résistance de l'air (2). — Elle est proportionnelle :

— à la surface du maître-couple;

— à un coefficient dépendant de la forme aérodynamique du véhicule;

— au carré de la vitesse du véhicule.

La résistance due à l'inertie du véhicule. — Elle est proportionnelle au poids du véhicule et à l'accélération qui lui est imprimée, si on néglige l'inertie due aux mouvements de rotation.

Couple à la jante, couple résistant. — La puissance maximum et le couple maximum, qu'un moteur peut fournir à pleine admission à l'intérieur de sa plage de fonctionnement n_1, n_1, sont représentés par des courbes dites courbes caractéristiques (3) dont l'allure est rappelée par la figure 31.

Par ailleurs la puissance P, le couple C, et la vitesse angulaire de rotation du vilebrequin sont reliés par la relation $P = C\omega$.

Cette puissance est transmise aux organes de propulsion.

Soit p le rendement de la transmission, on désigne par puissance à la jante P_j, la puissance réellement utilisable, sa valeur est $P_j = Pp$.

Soient C' le couple à la jante, ω' la vitesse angulaire de rotation de la roue (ou du barbotin) on a :

$$Pj = C'\omega' = Pp = C\omega p,$$

(1) Voir fascicule 13 : « Propulsion des véhicules ».
(2) Voir fascicule 14 : « La carrosserie ».
(3) Voir fascicule 1 : « Etude de la puissance et du rendement ».

d'où

$$C' = C\frac{\omega}{\omega'}p = Cpd,$$

$d = \frac{\omega}{\omega'}$ étant le rapport de démultiplication.

Si ρ est le rayon de la roue (ou du barbotin) et si R est la résistance à l'avancement (somme des résistances énumérées plus haut) le moment $R\rho$ de la résistance par rapport à l'axe de rotation de la roue (ou du barbotin) s'appelle le couple résistant C_r.

Pour que le mouvement soit possible nous avons vu qu'il faut que le couple disponible aux roues soit supérieur au couple résistant.

$$C' = Cpd > C_r.$$

Or C_r est essentiellement variable et peut devenir très élevé. C par contre ne peut varier que dans certaines limites suivant l'action du conducteur sur l'accélérateur, et en tous cas ne peut dépasser la valeur maximum donnée par la courbe caractéristique; p est sensiblement constant pour une combinaison donnée de la boîte de vitesses, nous admettrons qu'il est le même pour toutes les combinaisons. Par conséquent lorsque C_r deviendra supérieur à la plus grande valeur possible pour C' on ne pourra rétablir l'équilibre qu'en adoptant une nouvelle démultiplication d', c'est-à-dire une nouvelle combinaison de la boîte de vitesses, telle que pour une même vitesse de rotation du moteur et une même position de l'accélérateur le couple $C'' = Cpd'$ devienne au moins égal à C_r il faut donc $d' > d$; la démultiplication est plus importante, il en résulte pour la roue (ou le barbotin) une nouvelle vitesse de rotation $\omega'' = \frac{\omega}{d'}$ plus petite que la précédente.

Nous avons supposé p constant; en réalité p varie un peu d'une démultiplication à l'autre, l'amplitude totale de variation est de l'ordre de cinq centièmes.

Remarque I. — Si p variait sensiblement en raison inverse de la démultiplication, quelle que soit cette dernière le couple à la jante ne pourrait pas être augmenté d'une façon suffisante. Il n'y aurait pas « boîte de vitesses », mais « variateur de vitesses ».

Remarque II. — Entre les boîtes admettant un rendement de même ordre pour les différentes démultiplications, et les variateurs de vitesses se place toute la gamme des boîtes à rendement plus ou moins bon dans lesquelles se place la majorité des inventions présentées comme boîtes de vitesses continues et plus ou moins automatiques.

Représentation graphique :

Illustrons graphiquement cette démonstration, en comparant les valeurs du couple disponible aux roues et celles du couple résistant :

Sur deux axes de coordonnées rectangulaires, nous porterons, en ordonnée, les valeurs des couples et en abscisse, la vitesse du véhicule en kilomètre-heure (fig. 32).

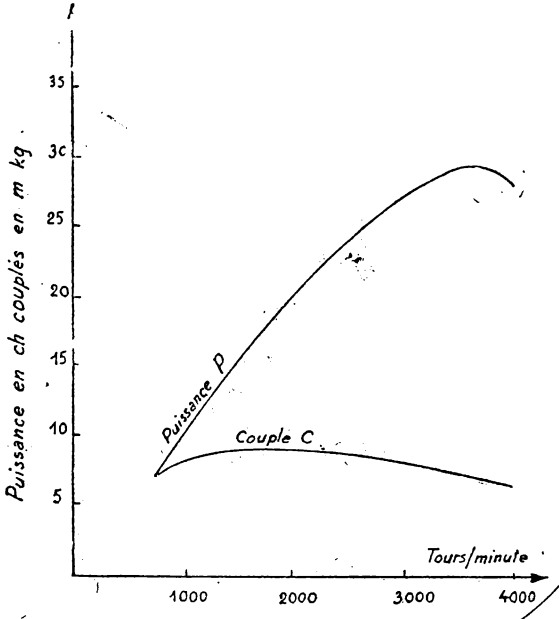


FIG. 31

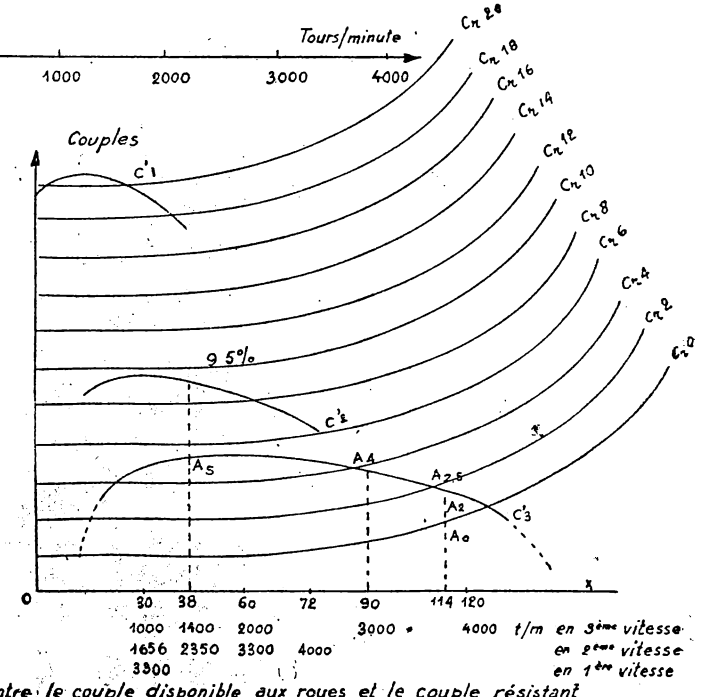


FIG. 32

Comparaison entre le couple disponible aux roues et le couple résistant.

Soient les courbes C_{r0}, C_{r2}, C_{r3}, C_{r5}, etc., représentatives du couple résistant pour des pentes de 0 pour 100, 2 pour 100, 4 pour 100, etc., et les courbes C'_3, C'_2, C'_1 représentatives du couple disponible aux roues en troisième, deuxième et première vitesses.

Nous voyons sur cette figure que le véhicule peut, en troisième vitesse atteindre la vitesse de 122 km.-h. en palier, c'est-à-dire pour une pente de 0 pour 100 et à pleine admission (papillon des gaz grand ouvert).

Considérons le véhicule se déplaçant en palier à 90 km.-h. par exemple.

Le couple disponible nécessaire est représenté par le point Ao qui se trouve situé au-dessous de la courbe C'_3. Il correspond à une admission réduite.

Supposons que la pente augmente progressivement. Le conducteur devra augmenter l'admission s'il veut conserver la même vitesse. Mais lorsque la pente atteindra une certaine valeur, ici 2,5 pour 100, le couple résistant sera égal au couple disponible à pleine charge. Le papillon des gaz est alors grand ouvert, et si la pente continue à augmenter, le point représentatif se déplacera en A_4, puis en A_5. La vitesse diminue jusqu'à 38 km.-h. Si la pente continue à augmenter, le couple résistant dépassera le couple disponible, il n'y aura plus équilibre et le moteur calera.

Pour que le véhicule puisse gravir des pentes supérieures à 5 pour 100, il faut augmenter le couple disponible aux roues. Nous avons vu que ceci était possible en augmentant le rapport de démultiplication totale *d*, c'est-à-dire en augmentant le rapport de démultiplication de la boîte de vitesses d_b.

Prenons par exemple un nouveau rapport de démultiplication de la boîte égal à 1,6 du précédent. Nous obtenons une nouvelle courbe représentative C'_2 correspondant à la valeur du couple disponible en deuxième vitesse. Par rapport à C'_3 cette courbe est, d'une part, relevée et, d'autre part, ramassée, puisque pour une même vitesse linéaire le moteur tourne plus vite.

En poursuivant le même raisonnement, nous voyons que si la pente dépasse 9,5 pour 100, nous devrons à nouveau changer de combinaison pour employer la première vitesse.

Nous avons pris comme exemple une boîte de vitesses à trois combinaisons. Il existe des boîtes à quatre, cinq et même à six combinaisons. Il pourrait sembler intéressant, à première vue, d'avoir un très grand nombre de combinaisons, de façon à utiliser toujours le couple moteur maximum à pleine charge, mais alors le rendement de la boîte diminuerait alors que son poids et son encombrement augmenteraient. Il est évident que l'idéal serait une boîte dans laquelle le rapport de démultiplication varierait constamment et automatiquement avec les variations du couple résistant. Nous verrons, plus loin, qu'il existe une solution de ce type de boîte de vitesses appelée boîte continue : c'est le convertisseur automatique de couple.

III. — Qualités recherchées.

a) La boîte de vitesses doit comprendre un nombre de démultiplication suffisant pour permettre d'égaliser le couple disponible aux roues et le couple résistant présenté par le véhicule dans toutes les circonstances d'emploi normal.

La plus grande démultiplication, appelée en général première vitesse, doit permettre le démarrage du véhicule en toutes circonstances et permettre l'ascension d'une rampe minimum.

b) La boîte doit avoir un rendement aussi voisin que possible de l'unité au moins en prise directe, c'est-à-dire lorsque le rapport de démultiplication d_b^* est égal à un.

c) La manœuvre du changement de vitesse doit être facile. Les boîtes modernes sont soit automatiques, soit semi-automatiques, elles tendent de plus en plus vers les boîtes automatiques.

d) Les boîtes doivent posséder un système de sécurité pour éviter que deux combinaisons ne puissent être engagées ensemble et pour éviter que la combinaison utilisée ne puisse se dégager seule.

e) En plus de la robustesse et du minimum de poids et d'encombrement, les boîtes doivent présenter des qualités de fonctionnement silencieux de leurs engrenages.

IV. — Différents types de boîtes de vitesses.

Les démultiplications nécessaires sont obtenues par différents procédés :

a) Boîtes à trains d'engrenages simples commandées soit :

— à main;

— par un procédé semi-automatique ou automatique.

b) Boîtes à trains d'engrenages épicycloïdaux commandées soit :

— à main;

— par un procédé semi-automatique ou automatique.

c) Convertisseurs de couples (boîtes continues).

d) Boîtes à friction : procédé qui n'a été que peu employé, qui est complètement abandonné et dont on ne parlera pas.

B) LES BOITES A TRAINS D'ENGRENAGES SIMPLES.

I. — Principe.

Toute boîte de vitesses comprend essentiellement :

— deux arbres : l'un solidaire de l'embrayage, dit arbre primaire, et tournant normalement à la vitesse du moteur; l'autre, dit arbre secondaire, lié à la transmission;

— un dispositif permettant de séparer ces deux arbres ou de les accoupler de façons différentes, de telle sorte que la vitesse et le couple transmis varient en sens inverse.

Le dispositif auquel on fait appel pour réaliser ces accouplements peut être constitué par des engrenages ordinaires, la boîte est dite alors à trains d'engrenages simples.

Remarquons d'abord qu'un tel dispositif correspond bien à la définition de la boîte de vitesses concernant la transmission de la puissance.

En effet, l'action et la réaction de deux pignons en prise sont égales, soit F leur commune valeur.

Appelons R et R′ les rayons primitifs des deux pignons en prise dont les vitesses angulaires sont ω et ω'.

Le couple C du pignon de rayon R est donné par : $C = FR$.

Celui C′ du pignon de rayon R′ est donné par : $C' = FR'$.

donc
$$\frac{C}{C'} = \frac{R}{R'}. \qquad (1)$$

De même, les vitesses ω et ω' sont liées par la relation :

$$R\omega = R'\omega' \quad \text{ou encore} \quad \frac{\omega'}{\omega} = \frac{R}{R'}. \qquad (2)$$

En rapprochant (1) et (2) :

$$\frac{C}{C'} = \frac{\omega'}{\omega} \text{ ou } C'\omega' = C\omega.$$

Un engrenage simple conserve la puissance. On en déduit immédiatement que des engrenages simples en série, autrement dit un train d'engrenages simples, conservent également la puissance à de faibles pertes par frottement près.

Démultiplication.

Chaque combinaison de la boîte, donnant une certaine démultiplication, s'appelle « Vitesse », la première vitesse étant la combinaison qui donne la plus grande démultiplication, c'est-à-dire celle qui, pour une même vitesse de rotation du moteur, donne aux roues la vitesse la plus faible.

Prenons un exemple :

Supposons que la circonférence extérieure des roues soit de 2 m. et que la résistance à l'avancement du véhicule soit de 100 kg. Pour que le véhicule avance de 2 m., c'est-à-dire pour que les roues fassent un tour, il faudra que le moteur fournisse un travail à la jante de 200 kgm.

Supposons le rendement p de la transmission égal à un et admettons que le moteur puisse donner à pleine charge un travail de 10 kgm. par tour de vilebrequin (couple $= \frac{10}{2\pi}$ mkg).

Il faudra donc, pour que le moteur entraîne le véhicule pendant 2 m, qu'il fasse 20 tours pour fournir les 200 kgm. nécessaires.

Si nous appelons :

ω la vitesse de rotation du moteur;

ω' la vitesse de rotation des roues :

$$d = \frac{\omega}{\omega'}.$$

Il faudra que :

$$d = \frac{20}{1} \left(\text{ou } m = \frac{1}{20} \right).$$

Pour obtenir cette démultiplication, il faudra que nous utilisions un engrenage composé de : un pignon solidaire du primaire comportant n dents et un pignon solidaire du secondaire comportant $20 \times n$ dents. Or, le diamètre des pignons de même pas est proportionnel au nombre de dents et nous aurions, dans ce cas, une boîte de vitesses très encombrante et, par conséquent, très lourde.

Etudions, maintenant, le cas de la marche avec la vitesse la plus élevée, c'est-à-dire celle dont le rapport de démultiplication est égal à un, et supposons toujours un véhicule équipé de roues ayant 2 m. de circonférence extérieure.

Nous avons vu que le moteur ne pouvait fonctionner, de manière satisfaisante, qu'entre certaines vitesses de rotation, soit, par exemple, entre 800 et 4.000 t.-m. La vitesse du véhicule devrait alors être comprise entre :

$$\frac{2 \times 800 \times 60}{1.000} = 96 \text{ km.-h. et } \frac{2 \times 4.000 \times 60}{1.000} = 480 \text{ km.-h.}$$

La vitesse la plus basse est bien trop rapide et la plus élevée, en raison de l'énorme résistance de l'air à cette vitesse, ne serait possible qu'avec un moteur développant plusieurs centaines de chevaux.

De ces deux exemples extrêmes, il résulte :

a) Qu'il faut éviter à la fois les inconvénients inhérents à une boîte de vitesses lourde et encombrante, ainsi qu'à un moteur de puissance trop élevée (poids, encombrement et consommation);

b) Que, tout en conservant le rapport de démultiplication égal à un dans la vitesse de rang le plus élevé, il faut pouvoir réaliser des démultiplications intermédiaires assez faibles;

c) Qu'il est nécessaire d'intercaler quelque part, entre le moteur et les roues, une démultiplication constante qui permettra d'éviter les inconvénients cités plus haut.

Cette démultiplication constante est fournie par le renvoi d'angle du différentiel dont nous parlerons plus loin. Elle est de l'ordre de cinq à neuf.

Si nous reprenons le premier exemple, cité plus haut, et si nous avons une démultiplication du renvoi d'angle :

$$d_r = 5$$

il suffira alors, pour avoir entre moteur et roues une démultiplication totale de vingt, que la démultiplication de la boîte de vitesses soit d_b, telle que :

$$d_b = 20 : 5 = 4,$$

ou encore que sa multiplication soit de :

$$m_b = \frac{1}{d_b} = \frac{1}{4}.$$

A titre d'exemple, les multiplications (1) données généralement par les boîtes de vitesses à trois ou quatre vitesses sont :

	BOITES A 3 VITESSES	BOITES A 4 VITESSES.	
		LÉGÈRE.	POIDS LOURDS.
1re	0,25 à 0,30	0,23 à 0,30	0,15 à 0,19
2e	0,50 à 0,65	0,38 à 0,43	0,25 à 0,35
3e	1	0,60 à 0,70	0,50 à 0,70
4e		1	1
Marche AR	0,22 à 0,27	0,12 à 0,25	0,12

II. — Différents types de boîtes à trains d'engrenages simples.

a) Boîtes sans prise directe :

1° A baladeur unique;

2° A baladeurs multiples.

b) Boîtes à prise directe :

1° A prise constante à l'avant;

2° A prise constante à l'arrière.

c) Boîtes silencieuses.

d) Boîtes synchronisées.

(1) Les constructeurs donnent généralement les valeurs des multiplications qu'ils appellent à tort démultiplication, nous donnerons donc les multiplications pour se conformer à l'usage, mais nous les appellerons par leur nom.

III. — Boîtes de vitesses sans prise directe.

a) *Boîte de vitesses à baladeur unique* (fig. 33).

Description. — Cette boîte se compose de :

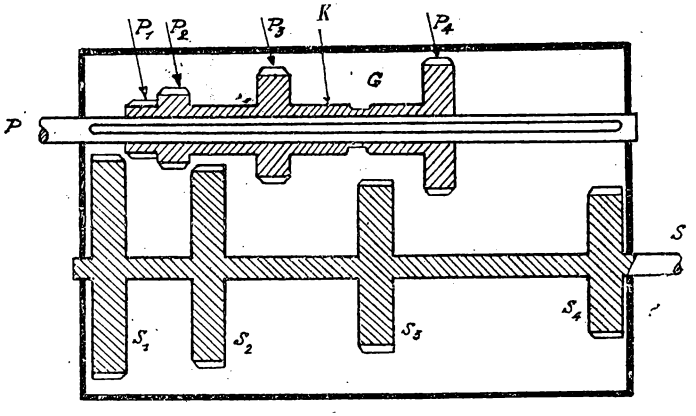


FIG. 33.

— un arbre primaire cannelé P portant un certain nombre de pignons P_1, P_2, P_3, etc. Tous ces pignons sont solidaires d'un manchon K cannelé intérieurement. Ce manchon peut coulisser sur l'arbre P et est entraîné dans le mouvement de rotation par cet arbre. L'ensemble manchon pignons s'appelle un « baladeur »;

— un arbre secondaire S, parallèle à l'arbre P. Sur cet arbre sont clavetés des pignons en nombre égal à ceux de l'arbre P : S_1, S_2, S_3, etc.

Alors que les rayons des pignons du primaire, vont en croissant de l'avant vers l'arrière, ceux des pignons du secondaire vont en décroissant et leurs diamètres sont tels que P_1 puisse engrener avec S_1, P_2 avec S_2, etc., autrement dit p_n et s_n sont les nombres de dents des pignons P_n et S_n, on a : $p_n + s_n =$ Constante.

La multiplication m_n donnée par une paire de pignons P_n, S_n de rayon R_n et R'_n est donnée par :

$$m_n = \frac{R_n}{R'_n} = \frac{p_n}{s_n}.$$

Le mouvement du baladeur est commandé par une « fourchette » qui s'engage dans la gorge G. La fourchette est elle-même commandée par une tringle appelée « coulisseau » mue par le levier de changement de vitesse.

NOTA. — Cette boîte est dite « progressive », car il faut passer successivement toutes les vitesses dans leur ordre normal d'échelonnement pour passer de première en quatrième ou inversement.

REMARQUE I. — Les arbres primaire et secondaire tournent en sens inverse quand le véhicule marche en sens avant.

REMARQUE II. — Quelques boîtes ont exceptionnellement un palier central pour leurs arbres.

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS.

Avantages :

Simplicité de commande (un seul baladeur, donc une commande unique).

Sécurité : il est impossible de mettre deux combinaisons en prise simultanément.

Inconvénients :

Rendement : on admet, en général, une perte approximative de 5 pour 100 de la puissance transmise dans un couple d'engrenages. Le rendement de cette boîte est donc environ de 95 pour 100 dans toutes les vitesses.

Encombrement : il faut obligatoirement un point mort entre chaque vitesse. Si n est le nombre de vitesses de la boîte et l l'épaisseur des pignons, la longueur minimum de la boîte ne pourra être inférieure à $n^2 l$, ainsi que la figure 33 le met en évidence.

Poids : en raison de leur grande longueur, les deux arbres subissent de gros efforts de flexion. Leur section doit donc être importante, d'où augmentation du poids et, par conséquent, augmentation de la masse d'inertie de ces arbres. Ce dernier défaut est particulièrement grave pour l'arbre primaire. (Voir plus loin : Etude de la manœuvre du changement de vitesse.)

Grande amplitude du mouvement du levier de manœuvre de changement de vitesses, nécessitant de le placer à l'extérieur de la carrosserie.

b) *Boîte à baladeurs multiples* (fig. 34).

Description. — La description générale est la même, mais les pignons coulissants du primaire sont groupés par deux, chaque paire constituant un baladeur ayant sa fourchette et son coulisseau indépendants.

Une boîte à trois vitesses aura deux baladeurs, dont un de première et marche arrière.

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS.

Avantages :

Encombrement moindre, la longueur minimum de la boîte pouvant être égale à $3nl$ (n, nombre de vitesses en marche avant).

Poids réduit (arbres plus courts et moins gros).

Possibilité de passer d'une vitesse à une autre sans passer par les vitesses intermédiaires, par exemple, après un brusque ralentissement, passage de quatrième en première.

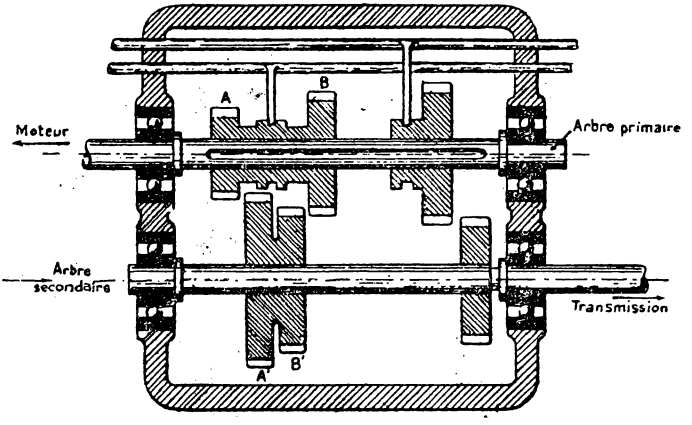


FIG. 34.

Inconvénients :

Usinage plus compliqué.

Dispositif de commande plus compliqué.

Nécessité d'un système de sécurité pour interdire la mise en prise simultanée de deux combinaisons correspondant à deux baladeurs différents.

IV. — Boîte de vitesses à prise directe.

(Fig. 35 et 36).

a) *But.*

Recherche du rendement le plus élevé possible au moins sur la vitesse la plus employée.

b) *Description.*

Les arbres primaire P et secondaire S sont dans le prolongement l'un de l'autre. Un dispositif, appelé dispositif de « crabotage », permet de les accoupler directement, sans interposition d'engrenage. Ils tournent ainsi à la même vitesse. C'est la « prise directe ». La démultiplication est $d_1 = 1$. L'invention de la prise directe est due à l'ingénieur français Louis RENAULT.

Un troisième arbre, appelé arbre « intermédiaire », parallèle aux deux premiers, est constamment relié soit au primaire « prise cons-

tante à l'avant », soit au secondaire « prise constante à l'arrière », par deux pignons A et B constamment en prise et ne pouvant pas coulisser sur leurs arbres respectifs.

L'arbre intermédiaire porte clavetés par lui un certain nombre de pignons I_1, I_2, I_3 correspondant aux vitesses autres que la prise directe.

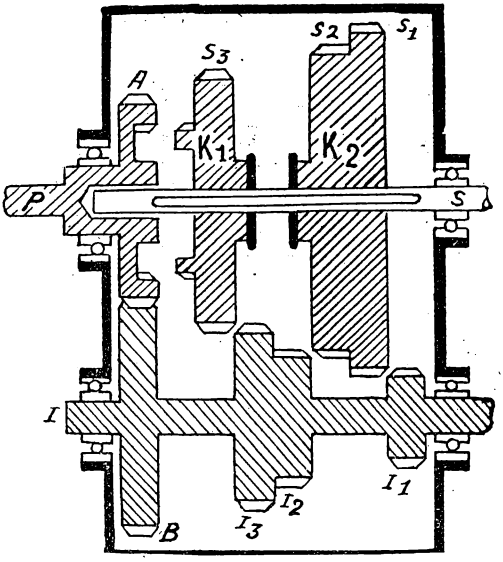


Fig. 35.

Dans le cas de la prise directe à l'avant, l'arbre secondaire est cannelé et porte les baladeurs. Ces baladeurs K_1 et K_2 portent les pignons S_1, S_2 et S_3 et le baladeur K_1 porte en outre un système de crabotage pouvant se mettre en prise avec le système de crabotage correspondant porté par le pignon de prise constante A claveté sur l'arbre primaire.

Dans le cas de la prise constante à l'arrière, c'est l'arbre primaire qui est cannelé et qui porte les baladeurs, le pignon de prise constante A étant alors sur le secondaire.

Dans le cas d'une vitesse autre que la prise directe, la multiplication s'obtient en multipliant la multiplication pour passer du primaire à l'intermédiaire par celle pour passer de l'intermédiaire au secondaire. En désignant par p_n, i_n, s_n, a, b le nombre des dents des pignons P_n, I_n, S_n, A, B, on aura en appliquant la formule établie à l'occasion des boîtes à baladeur unique :

$$m_n = \frac{a}{b} : \frac{i_n}{s_n}$$

dans le cas de la prise directe à l'avant;

$$m_n = \frac{p_n}{i_n} \cdot \frac{b}{a}$$

dans le cas de la prise directe à l'arrière.

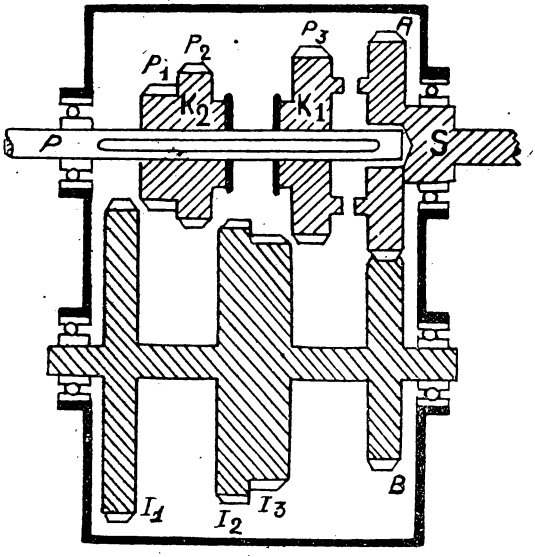


Fig. 36.

Remarque. — Dans les boîtes à prise directe, les arbres primaire et secondaire tournent dans le même sens pour les vitesses réduites (deux paires de pignons en série), quand le véhicule marche en sens avant l'arbre intermédiaire tourne par contre en sens inverse.

Différents systèmes de crabotage :

La prise directe peut être réalisée par :

1° Des tenons de forme spéciale (fig. 37) appelés « crabots » ou

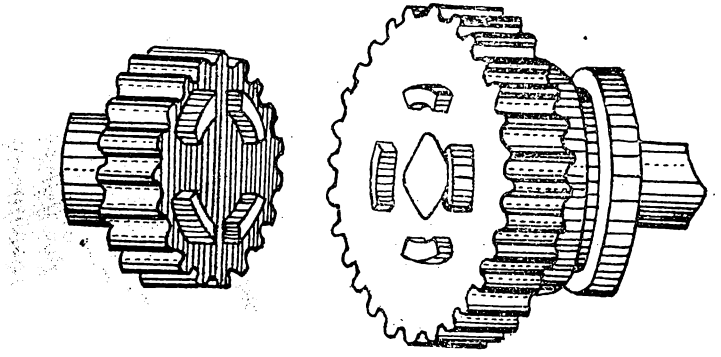


Fig. 37.

« clabots », usinés sur la face intérieure du pignon de prise constante A et sur la face directement opposée du baladeur portant le pignon correspondant à la vitesse immédiatement inférieure à la prise directe.

La largeur des crabots de A est égale à l'espace séparant les crabots du pignon opposé; les crabots prennent ainsi appui l'un sur l'autre;

2° Un accouplement par crabots mâles-femelles (fig. 38).

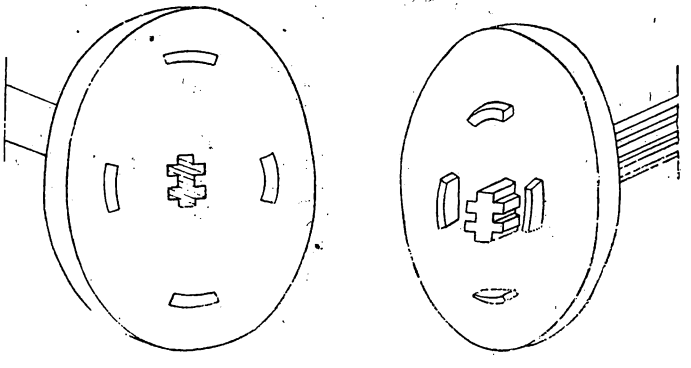


FIG. 38. — *Crabotage par crabots mâles et femelles.*

Un des pignons porte des fenêtres correspondant aux tenons en relief du pignon opposé;

3° Par pignon et couronne de crabotage (fig. 39 et 40).

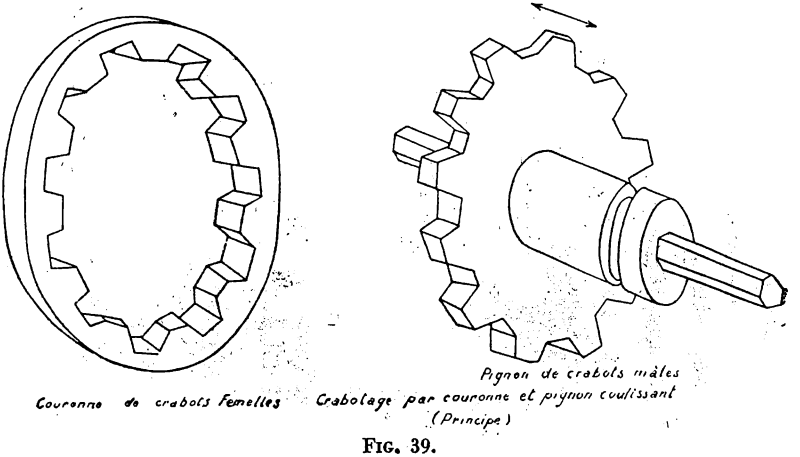


FIG. 39.

Le pignon de prise constante et la face directement opposée du baladeur correspondant portent l'un une couronne dentée extérieurement, l'autre une couronne dentée intérieurement de même diamètre. La mise en prise s'obtient par déplacement du baladeur. Ce système est actuellement le plus utilisé.

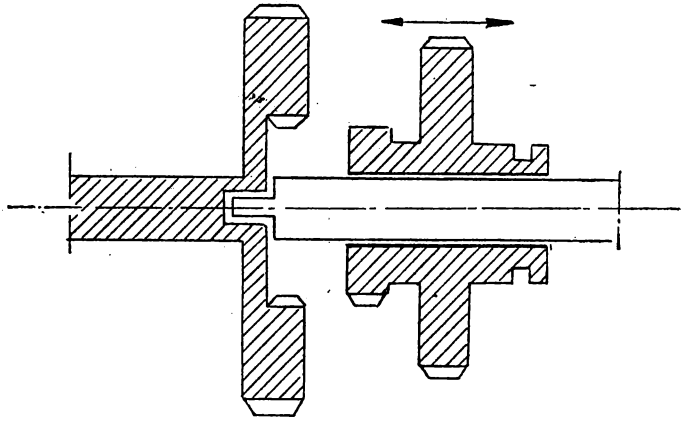


FIG. 40.
Ensemble pignon de prise constante et baladeur avec pignon de crabotage et pignon de vitesse inférieure.

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS.

Nous avons vu précédemment que le fait d'utiliser un couple de pignons faisait perdre jusqu'à 5 pour 100 de la puissance transmise, le rendement est donc de $\frac{95}{100}$. En crabotant directement le primaire et le secondaire, on évite une partie de cette perte de rendement. On n'atteint cependant pas exactement le rendement 1, le fait d'entraîner l'arbre intermédiaire, même fou, et les frottements diminuent légèrement le rendement.

Mais si le rendement maximum peut être considéré comme atteint en prise directe, par contre, le rendement devient pour les autres vitesses $\left(\frac{95}{100}\right)^2 \simeq \frac{90}{100}$ car il y a alors deux couples de pignons en prise au lieu d'un seul dans la boîte sans prise directe. Le rendement dans les vitesses autres que la prise directe ne peut donc être supérieur à 90 pour 100.

Comparaison entre les deux types de prise directe :

1° Boîtes avec prise constante à l'avant (fig. 35).

L'arbre primaire entraîne en permanence l'arbre intermédiaire donc :

— l'inertie du primaire donc de l'embrayage se trouve augmentée;

— l'intermédiaire tourne moins vite que le primaire puisqu'il y a une première démultiplication dans la prise constante;

— l'intermédiaire tourne dès que le moteur est embrayé même si la voiture est à l'arrêt.

2° Boîtes avec prise constante à l'arrière (fig. 36).

La prise constante relie l'arbre intermédiaire et l'arbre secondaire :

— l'intermédiaire tourne plus vite que le secondaire, et en particulier plus vite que le primaire lorsque la boîte est en prise directe d'où nécessité de soigner l'équilibrage de l'intermédiaire;

— l'intermédiaire ne tourne que si la voiture est en marche.

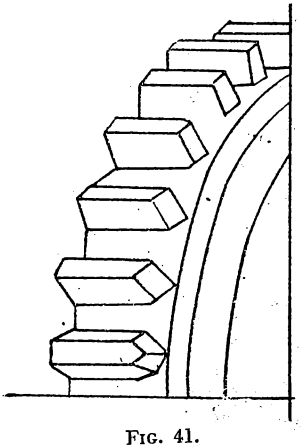


FIG. 41.

REMARQUE. — Dans les boîtes à engrenages droits tous les pignons, sauf ceux de prise constante, ont leurs dents biseautées du côté où s'opère la prise de contact (entrées de dents) de façon à faciliter la manœuvre du conducteur (fig. 41).

V. — Boîte de vitesses silencieuse.

a) *Principe.* — Les couples de pignons à denture droite ont un fonctionnement bruyant. En effet, il y a toujours un léger choc entre les dents au moment du contact. Les constructeurs ont supprimé cet inconvénient en utilisant les pignons à denture hélicoïdale appelés couramment pignons hélicoïdaux.

Mais si la denture hélicoïdale a l'avantage d'être silencieuse, elle présente aussi des inconvénients :

— deux pignons hélicoïdaux en prise exercent l'un sur l'autre des poussées axiales ce qui rend difficile leur mise en prise normale par coulissement, car il faudrait un verrouillage très puissant pour les maintenir en prise ;

— les pignons à denture double hélicoïdale n'exercent pas de poussée axiale entre eux. Ils jouissent d'une grande faveur chez les

constructeurs britanniques, mais de tels pignons ne peuvent absolument pas être mis en prise par coulissement;

— deux pignons hélicoïdaux ne peuvent, de plus, être mis en prise par coulissement que si les cannelures de l'arbre portant le baladeur sont elles-mêmes hélicoïdales et de même pas que la denture du pignon.

b) *Réalisation.* — Pratiquement les pignons hélicoïdaux sont toujours en prise et un pignon de chaque paire peut être soit fou soit claveté sur l'arbre qui le porte. La figure 42 donne un exemple de boîte silencieuse. Les pignons de prise constante A et B sont hélicoïdaux. L'arbre intermédiaire porte un nombre de pignons hélicoïdaux égal à celui du nombre de vitesses. Ces pignons I_1, I_2, I_3 clavetés sur l'arbre I, sont en prise constante avec les pignons hélicoïdaux S_1, S_2, S_3 montés fous sur l'arbre secondaire. Deux baladeurs K_1 et K_2 solidaires du secondaire au point de vue rotation peuvent coulisser sur lui.

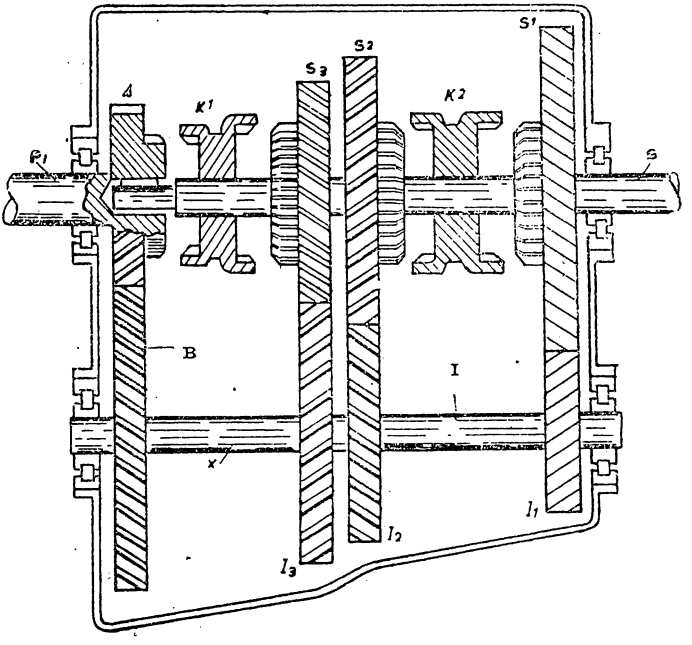


FIG. 42. — *Boîte de vitesses silencieuse.*

Les pignons A, S_1, S_2, S_3 portent chacun un système de crabotage correspondant aux crabots solidaires des baladeurs K_1 et K_2. L'arbre

secondaire n'est cannelé que dans les intervalles compris entre A et S_3 et entre S_1 et S_2.

VI. — Boîte de vitesses synchronisée.

1° Etude de la manœuvre du changement de vitesses.

Cette manœuvre consiste à réaliser :

— au départ, la mise en prise de la combinaison la plus démultipliée;

— en route, le passage de la combinaison en prise à la combinaison voisine (inférieure ou supérieure);

— à l'arrêt, le retour à la position de point mort (la plus proche de la première vitesse pour les boîtes à baladeur unique).

L'exécution correcte de ces manœuvres doit se faire sans bruits et sans à-coups.

Pour éviter de faire « crier les vitesses » il faut que les pignons à mettre en prise aient la même vitesse tangentielle.

Pour éviter les à-coups il faut que, lorsque le conducteur embraye la vitesse de rotation du primaire, fonction de l'allure du véhicule et de la démultiplication en prise, soit égale à la vitesse de rotation du vilebrequin.

Le véhicule doit donc avoir :

a) A la montée des vitesses, une allure un peu supérieure à la vitesse minimum permise par la nouvelle combinaison;

b) A la descente des vitesses, une allure un peu inférieure à la vitesse maximum permise par la nouvelle combinaison.

Notons que, au moment du départ, le démarrage correct est obtenu uniquement par une action progressive sur l'embrayage que l'on fait un peu patiner et sur l'accélérateur.

Etudions par exemple, le passage de deuxième en troisième et le passage de deuxième en première (fig. 43).

a) *Montée des vitesses de deuxième en troisième.*

La voiture utilise la combinaison P_2S_2 et nous voulons prendre la combinaison P_3S_3.

A cet effet le conducteur doit :

— débrayer pour diminuer la valeur de la force qui, appuyant

les dents des pignons P_2 et S_2 les unes contre les autres, empêcherait leur séparation;

— séparer P_2 et S_2;

— mettre en prise P_3 et S_3.

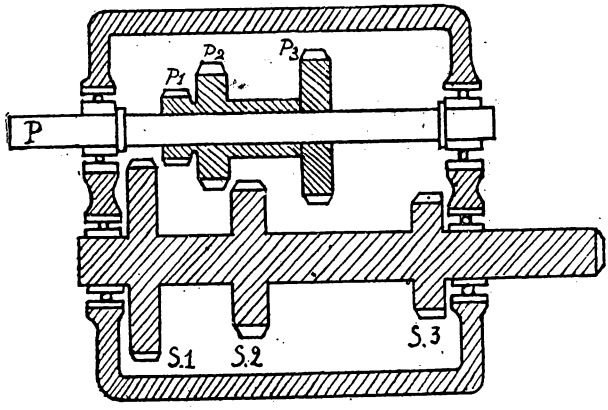


FIG. 43.

Pour faciliter l'étude de cette manœuvre, représentons graphiquement (fig. 44) la variation de la vitesse tangentielle des pignons en fonction du temps, l'origine des coordonnées étant prise à l'instant où le conducteur débraye. Le temps t correspond au moment où se produit la séparation de P_2 et S_2. Du temps zéro au temps t, la vitesse des pignons est considérée comme constante par le fait que la vitesse du véhicule est elle-même à peu près constante pendant ce très court instant en raison de l'inertie importante du véhicule. Comme à l'instant zéro P_2 et S_2 sont en prise leurs vitesses tangentielles sont égales. Sur le diagramme, les vitesses sont représentées par les deux droites confondues $p_2\ p'_2$, $s_2\ s'_2$.

La vitesse tangentielle est égale au produit du rayon par la vitesse angulaire. Or P_2 et P_3 ont même vitesse angulaire puisqu'ils sont solidaires du même arbre. Par contre leurs rayons R_2 et R_3 sont différents et

$$R_3 > R_2$$

donc :

Vitesse $P_3 >$ vitesse P_2.

En raisonnant de la même manière pour S_2 et S_3, nous aurons :

Vitesse $S_3 <$ vitesse S_2.

Or, nous avons :

Vitesse P_2 = vitesse S_2,

donc :

Vitesse P_3 > vitesse S_2.

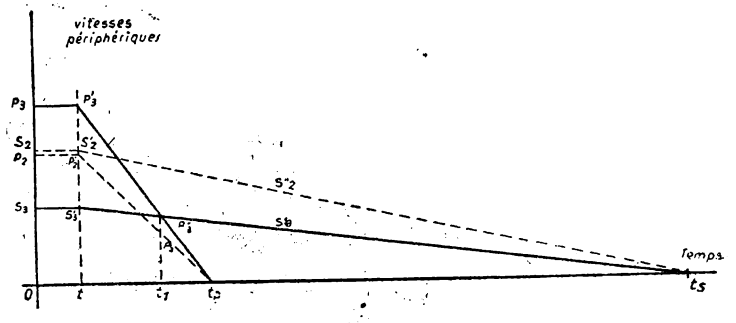


FIG. 44. — *Graphique de la montée des vitesses.*

Du temps zéro au temps t les vitesses de P_3 et de S_3 sont représentées par les droites $p_3 p'_3$, $s_3 s'_3$.

A partir de l'instant t, S_2 et S_3 solidaires des roues motrices ne ralentissent leur mouvement que lentement, en raison de la grande inertie du véhicule. Les courbes représentatives des vitesses sont $s'_2 s''_2$ et $s'_3 s''_3$ qui se rencontrent sur l'axe des X en t_s au moment où la voiture s'arrête.

Au contraire les pignons P_2 et P_3 séparés du moteur et ayant une inertie la plus faible possible (voir qualités de l'embrayage) ralentissent rapidement; les courbes représentatives des vitesses sont $p'_2 p''_2$ et $p'_3 p''_3$ qui se rencontrent sur l'axe des X en t_p au moment où l'arbre primaire s'arrête.

Nous voyons sur le graphique que la vitesse du pignon P_3 est égale à celle du pignon S_3 à l'instant t_1, abscisse du point de rencontre des droites $p'_3 p''_3$, $s_3 s''_3$.

C'est donc à cet instant que le conducteur devra mettre en prise les pignons P_3 et S_3.

L'intervalle de temps t-t_1 varie avec les véhicules (inertie du primaire en particulier) et avec la pente de la route. Il faut donc que le conducteur ait une certaine expérience pour reconnaître cet instant t_1.

b) *Descente des vitesses de deuxième en première* (fig. 45).

En raisonnant comme pour le cas précédent, nous obtenons les lignes brisées s_2-s'_2-ts, p_2, $p'_2 tp$, $s_1 s'_1 ts$ et p_1-$p' t_p$ représentant les vitesses circonférencielles des pignons $S_2.P_2.S_1.P_1$.

Entre O et t la vitesse de P_2 est supérieure à celle de P_1, et celle de S_2 est inférieure à celle de S_1.

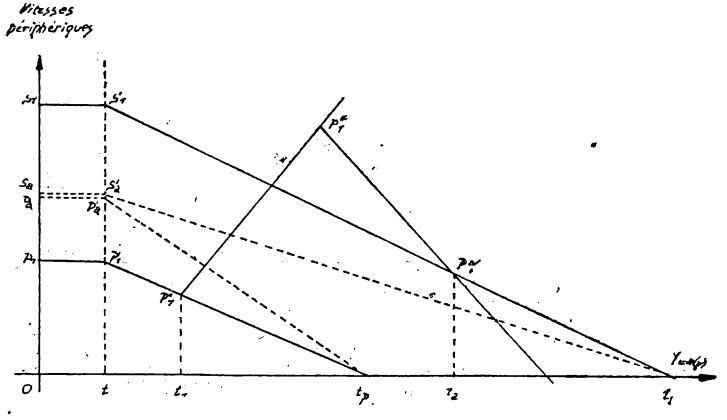


FIG. 45. — *Graphique de la descente des vitesses.*

Nous remarquons que, sur ce graphique, les droites représentatives p'_1t_p et s'_1t_s ne se rencontrent pas. Or, il est nécessaire que les deux pignons P_1 et S_1 aient même vitesse circonférencielle pour pouvoir être mis en prise. Il faudra donc que le conducteur exécute les manœuvres suivantes après avoir séparé P_2 de S_2. :

— embrayer;

— accélérer pour relancer P_1 (ligne représentative $p''_1p'''_1$);

— débrayer à nouveau : la vitesse de P_1 décroît à nouveau, et en p_1'''' elle est égale à celle de S_1.

Le conducteur peut alors passer la nouvelle vitesse.

NOTA. — L'instant t_1 doit être choisi aussi proche que possible de t sinon l'instant t_2 où pourra se réaliser la mise en prise des pignons serait trop proche de t et la vitesse du véhicule serait très faible et d'autant plus faible que la pente de la route sera plus importante.

En résumé pour passer d'une vitesse à la vitesse inférieure, c'est-à-dire pour descendre les vitesses, le conducteur doit :

1° Débrayer;

2° Passer au point mort;

3° Embrayer;

4° Accélérer;

5° Débrayer;

6° Passer la vitesse.

Cette manœuvre est connue sous le nom de « double débrayage ». Elle exige du conducteur une certaine habileté et surtout une certaine accoutumance à la conduite de son véhicule.

c) *Manœuvre dite « double pédalage »* (fig. 46).

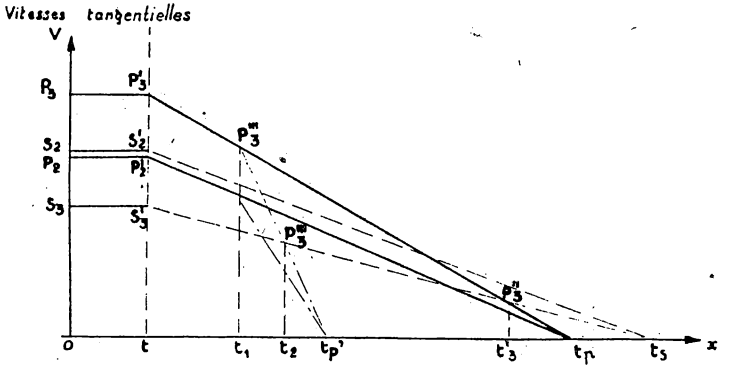


FIG. 46.

Graphique de la montée des vitesses avec double pédalage.

On appelle ainsi une manœuvre employée pour monter les vitesses.

Dans certains véhicules lourds, en effet, l'ensemble formé par l'arbre primaire et la partie de l'embrayage qui en est solidaire a une inertie importante.

Dans ce cas, le temps t_3-t (t_3 instant où les vitesses tangentielles de P_3 et de S_3 seraient égales) serait très long et la vitesse du véhicule serait alors trop réduite pour permettre de prendre la combinaison P_3S_3.

Pour ralentir plus rapidement la vitesse de l'arbre primaire, le conducteur embraye en t_1. Le moteur ralentissant très rapidement lorsque le papillon des gaz est fermé (frein moteur) ralentira par ce fait la vitesse de l'arbre primaire et la nouvelle droite représentative p_3''''-t_p' rencontrera la droite représentative S'_3-ts en P_3'''' à l'instant t_2 donc beaucoup plus tôt.

CONCLUSION.

Il ressort donc de l'étude sur la manœuvre du changement de vitesse que les opérations nécessaires sont délicates et nécessitent une certaine habileté de la part du conducteur.

Les constructeurs ont donc cherché à simplifier ces manœuvres et les boîtes modernes sont équipées d'un dispositif dit « dispositif de synchronisation » dont le rôle est d'égaliser automatiquement les vitesses tangentielles des pignons avant de les mettre en prise.

2° Principe de la synchronisation.

Tout dispositif de synchronisation comporte essentiellement un système d'embrayage à friction qui permet de donner une même vitesse de rotation aux deux éléments d'un dispositif de crabotage.

La figure 47 est un schéma de principe de synchroniseur.

Soit l'arbre primaire P de la boîte de vitesses sur lequel est claveté le pignon A de prise constante. Solidaires de ce pignon A se trouvent d'une part une couronne de crabotage C correspondant au pignon de crabotage B du baladeur K et d'autre part un cône mâle d'embrayage M.

Sur l'arbre secondaire S cannelé le baladeur K cannelé intérieurement peut coulisser sous l'action d'une fourchette agissant dans la gorge G. Le pignon de crabotage B est solidaire de ce baladeur. Enfin, un cône d'embrayage femelle F peut coulisser sur le baladeur, mais il est entraîné dans le mouvement de rotation par le pignon B en prise constante avec une couronne dentée D.

Dans sa position de repos, le cône F est fixé dans la position représentée sur la figure par l'action des billes de verrouillage V.

Supposons que le véhicule roulant à une certaine allure, en deuxième vitesse par exemple, le conducteur veuille passer en prise directe. Le conducteur débraye et manœuvre le levier de changement de vitesses qui agit sur le baladeur K dans le sens de la flèche Y.

Le cône F vient au contact du cône M. Il y a début d'embrayage et la force nécessaire à cet embrayage est transmise du baladeur au cône F par les billes V. Lorsque la force appliquée au baladeur par le conducteur atteindra une certaine valeur, les billes s'effaceront et, comme à cet instant les deux ensembles C et B ont eu le temps de prendre la même vitesse, le crabotage se produira sans bruit.

Notons que la valeur maximum de la force transmise par les billes est fonction d'une part de la force des ressorts *r* et d'autre part de la force centrifuge appliquée aux billes du fait de la vitesse de l'arbre secondaire.

La figure 48 représente un autre schéma de montage d'un synchroniseur pour deux vitesses, dont la prise directe, dans lequel les cônes d'embrayage EE′, GG′ sont intérieurs au dispositif de crabotage XC et XD. F est la gorge de commande du baladeur.

Le principe de fonctionnement est le même que dans le cas précédent, mais le rayon moyen du cône étant plus faible que sur le

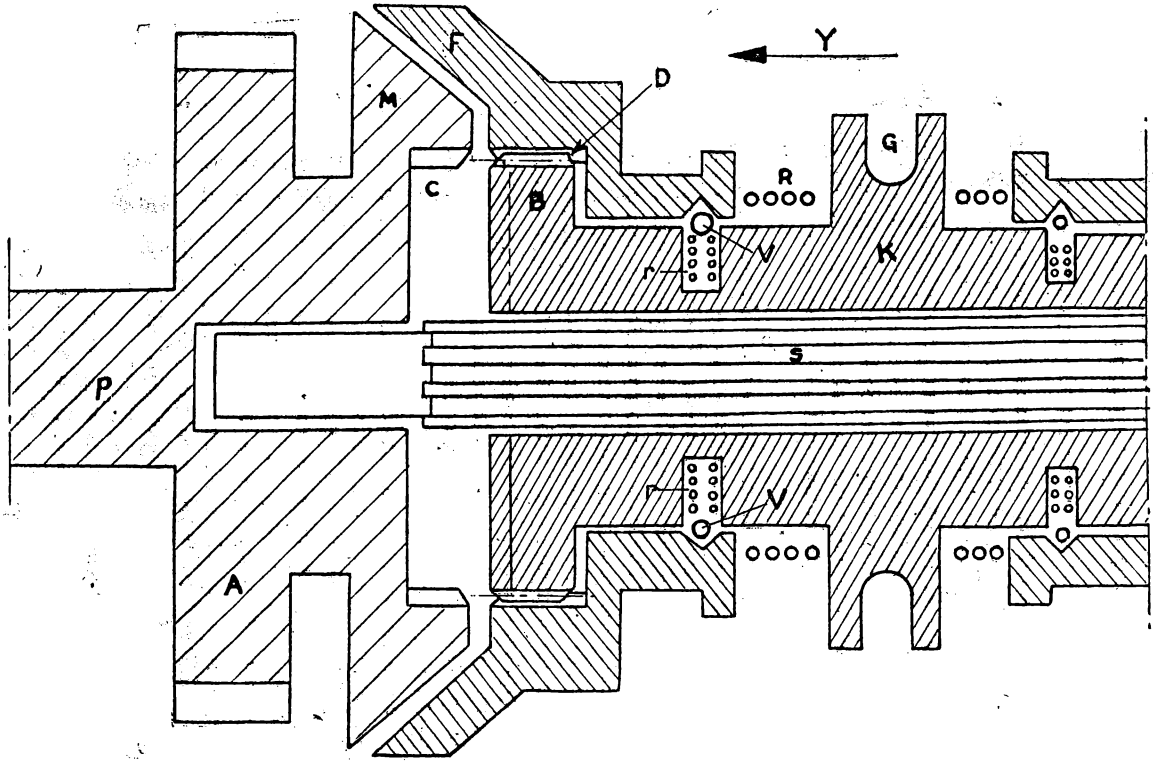


FIG. 47. — *Schéma de principe d'un synchroniseur.*

schéma précédent le couple qu'il transmet sera plus faible. Toutes choses égales, ce synchroniseur s'use plus vite que le précédent.

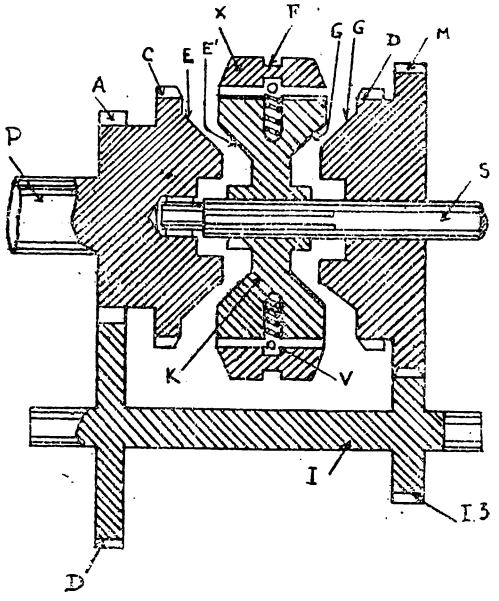


Fig. 48.
Boîte de vitesses synchronisée.

3° Application : le synchroniseur de la boite Spicer (Jeep, fig. 49).

a) *Description.* — Ce synchroniseur se compose de :

— un manchon A claveté sur l'arbre secondaire S et cannelé extérieurement. La denture en est interrompue suivant trois génératrices à 120° pour loger trois verrous;

— un manchon extérieur B, concentrique au précédent et cannelé intérieurement de façon à pouvoir réaliser le crabotage avec les pignons C ou C'. Une rainure concentrique R sert de logement aux têtes des verrous V;

— trois verrous V à 120° encastrés dans les logements du manchon A et constamment poussés vers l'extérieur par deux ressorts en « circlips ». Ces verrous portent en leur milieu un ergot qui jouera le rôle des billes des appareils décrits plus haut;

— deux bagues synchro représentant la partie femelle de l'embrayage à cônes. Ces bagues sont pourvues d'une denture extérieure semblable à celle des pignons de crabotage C et C'. De plus leur cône est pourvu de trois échancrures dans lesquelles s'engagent les verrous;

— le pignon de prise constante du primaire et le pignon fou de deuxième vitesse sont munis d'un cône d'embrayage mâle M_1 et M_2 et d'un pignon de crabotage C et C'.

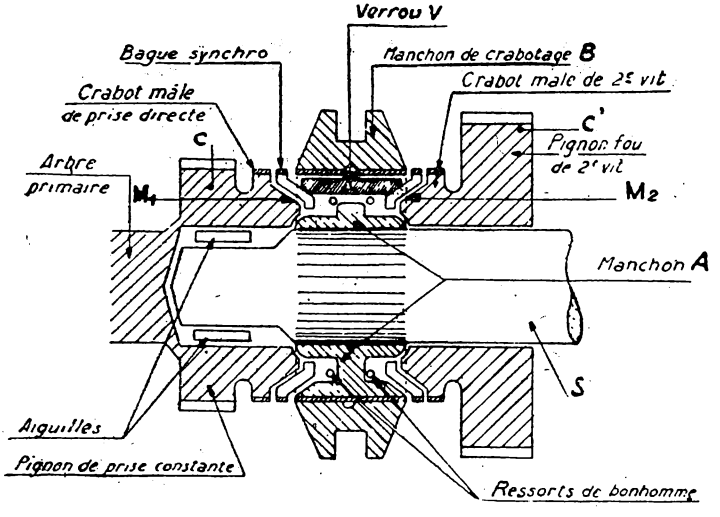


FIG. 49.
Synchroniseur de la Jeep.

b) *Fonctionnement :*

— « au point mort » les bagues synchro sont entraînées par les verrous;

— « au passage des vitesses » le manchon B est poussé pas une fourchette vers le pignon correspondant à la vitesse à prendre.

Il entraîne dans son mouvement de translation les verrous par l'intermédiaire de leur ergot. Dans le même temps les dents du manchon viennent en prise avec les dents de la bague synchro. Cette bague est appliquée contre le cône M_1 par l'action des verrous, il y a embrayage et le pignon C prend la même vitesse que l'ensemble du synchroniseur.

Le manchon B continuant son mouvement vient craboter le pignon C tandis que la bague synchro ne pouvant aller plus loin oblige les verrous à s'effacer.

Avantages et inconvénients des synchroniseurs.

Avantages. — Le synchroniseur permet :

— d'éviter, en partie le bruit et l'usure dus aux manœuvres maladroites;

— de gagner du temps dans la manœuvre du changement de vitesse en rendant inutiles : l'arrêt au point mort à la montée des vitesses; le double débrayage à la descente des vitesses.

Inconvénients. — Lorsque la voiture est arrêtée il peut se faire que l'engagement d'une vitesse munie d'un synchroniseur soit impossible. En effet l'opération de la mise en prise des deux pignons de la vitesse commence par l'application des deux surfaces coniques l'une contre l'autre avec une force qui dépend de la tension d'un ressort. Cette force peut être suffisante pour empêcher tout déplacement d'un cône par rapport à l'autre, c'est-à-dire d'un pignon par rapport à l'autre. Si donc les dentures de crabotage ne sont pas bien disposées l'une par rapport à l'autre il ne peut y avoir enclenchement. Il faut alors embrayer le primaire, débrayer et recommencer la manœuvre du levier de changement de vitesse avant l'arrêt complet du primaire. Nous avons vu que l'action des billes de verrouillage augmentait avec la vitesse du véhicule, aussi pour pallier cet inconvénient et celui signalé au paragraphe précédent les constructeurs sont-ils obligés de monter des ressorts très faibles et aux faibles vitesses, la synchronisation est mauvaise, les billes s'effaçant avant que l'embrayage soit effectif, si la manœuvre est exécutée très rapidement.

Remarque. — Très souvent les deux vitesses les plus employées sont seules synchronisées.

VII. — Dispositifs de marche arrière.

L'inversion du sens de marche peut être obtenu par différents procédés :

Interposition d'un pignon de grande largeur coulissant sur un arbre court parallèle aux autres arbres de la boîte (fig. 50 et 51) ou basculant autour d'un axe parallèle aux arbres de la boîte et sur lequel il est articulé par un levier coudé et pouvant être mis simultanément en prise avec les deux pignons de la combinaison la plus démultipliée, c'est-à-dire de la première (fig. 52).

Dans ce cas, la démultiplication en marche arrière est égale à celle de la première en marche avant, le pignon supplémentaire n'intervenant que pour inverser le sens de rotation. Or il est intéres-

sant d'avoir une démultiplication importante en marche arrière pour les raisons suivantes : la marche arrière n'est utilisée que pour des manœuvres de faible amplitude et, la conduite étant plus déli-

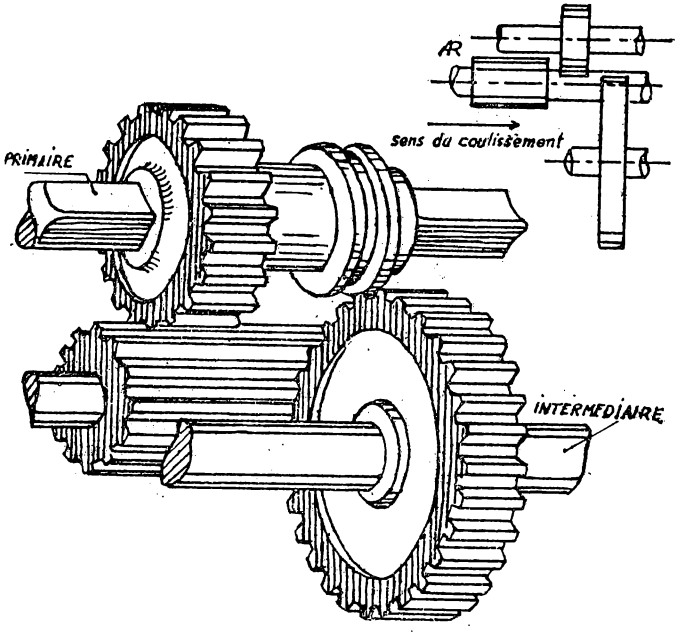


FIG. 50.
Marche arrière par coulissement.

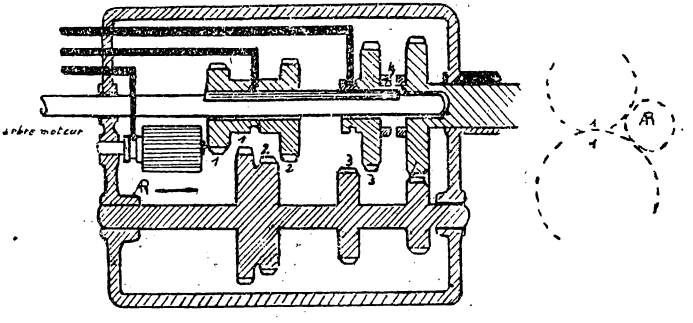


FIG. 51.
Baladeur de marche arrière.

cate en marche arrière, le facteur vitesse est non seulement inutile mais peut être considéré comme nuisible. Les constructeurs cherchent donc, en général à avoir une réduction très importante en marche arrière.

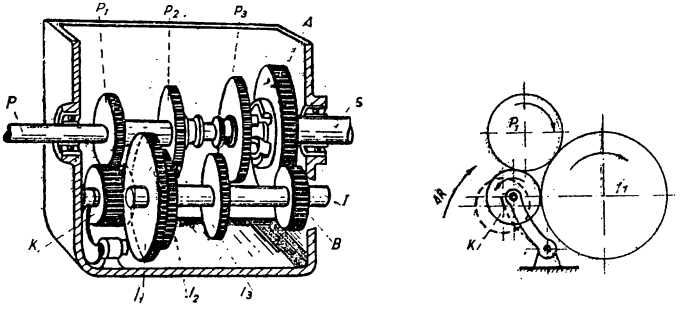


FIG. 52.
Marche arrière par pignon basculant.

Les deux procédés suivants permettent une démultiplication supplémentaire en marche arrière :

— un baladeur à deux pignons K et K′ coulissant sur un arbre parallèle aux autres arbres de la boîte peut s'engrener simultanément avec les deux pignons de la combinaison la plus démultipliée S_1P_1 (fig. 53).

Dans ce cas si nous représentons par a, b, i_l, s_l, k et k' le nombre de dents des pignons A, B, I_1, S_1, K et K′, la multiplication de la marche arrière sera :

$$m_{AR} = \frac{a}{b} \times \frac{i_l}{k'} \times \frac{k}{s_l}$$

et si nous appelons m_l la multiplication en première :

$$m_l = \frac{a}{b} \times \frac{i_l}{s_l}$$

d'où

$$m_{AR} = m_l \times \frac{k}{k'}.$$

— un pignon supplémentaire K est claveté sur l'arbre intermédiaire I. Ce pignon K engrène constamment avec un pignon K′ monté fou sur un arbre parallèle aux autres arbres de la boîte.

L'inversion est obtenue en mettant en prise le pignon baladeur de première S_1 avec K'. La multiplication en marche arrière sera

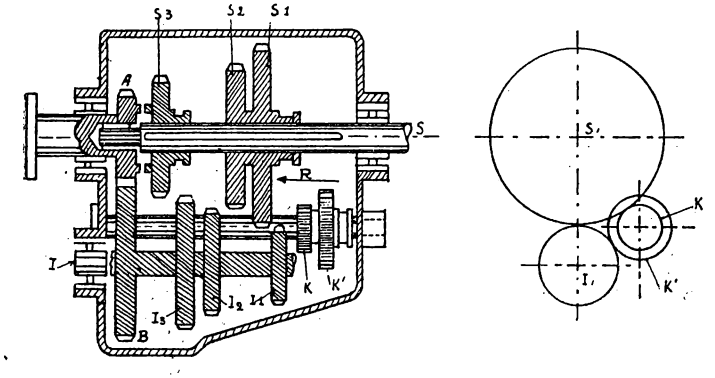


FIG. 53.

Marche arrière par baladeur à deux pignons (prise constante avant).

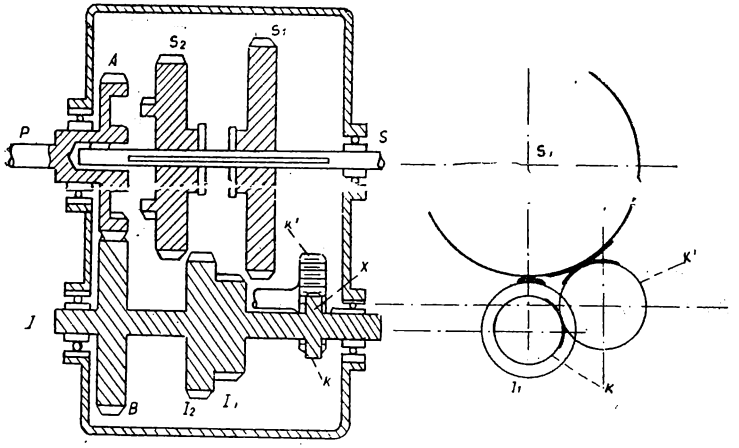


FIG. 54.

Marche arrière par pignons toujours en prise (prise constante avant).

inférieure à celle de la première si le nombre de dents de K est inférieur à celui de I_1, en effet en conservant la notation employée précédemment :

$$m_{AR} = \frac{a}{b} \times \frac{k}{k'} \times \frac{k'}{s_l} = \frac{a}{b} \times \frac{k}{s_l}, \qquad m_l = \frac{a}{b} \times \frac{i_l}{s_l}$$

$$m_{AR} = m_l \frac{k}{i_l}$$

avec une boîte à prise constante arrière on aurait (fig. 55) :

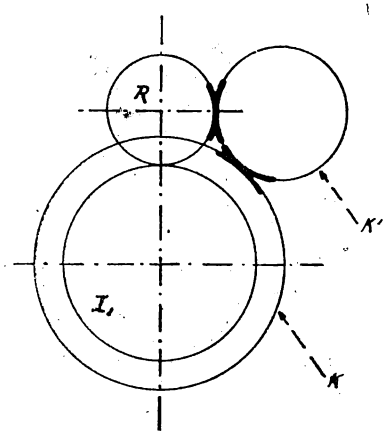


Fig. 55.
Marche arrière par pignons toujours en prise (prise constante arrière).

$$m_{AR} = m_l \times \frac{i_l}{k}$$

m_{AR} est inférieur à m_l si le pignon K est plus grand que le pignon I_1.

VIII. — Dispositif de commande.

Le mouvement de chaque baladeur est commandé par un ensemble comprenant une fourchette solidaire d'un coulisseau qui peut se déplacer soit sous l'action du levier de manœuvre de changement de vitesse, soit automatiquement.

Commandes par levier de manœuvre (les seules existant en série).

a) *Fourchette et coulisseau.*

La fourchette agit dans la gorge du baladeur (fig. 56). Elle est solidaire du coulisseau, simple barre pouvant se déplacer longitu-

dinalement sous l'action du levier de changement de vitesse (fig. 57). L'extrémité de ce levier agit dans la tête du coulisseau (chape et mortaise) (fig. 57 et 58).

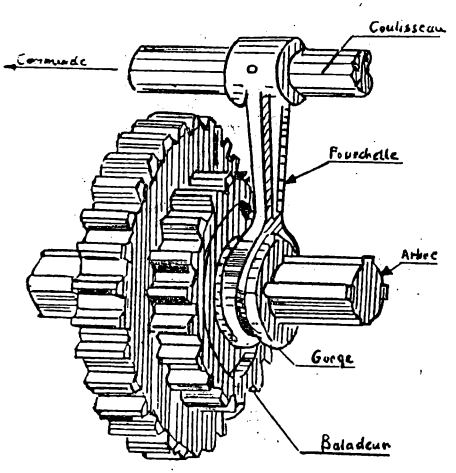


FIG. 56.

Dispositif de commande à grille.

b) *Levier de manœuvre de changement de vitesse.*

1° *Dispositif à grille* (fig. 57). — Le levier de commande est solidaire d'un arbre transversal qui coulisse et tourillonne dans son support solidaire du châssis. Un doigt de commande est fixé sur une extrémité de cet arbre. Le levier peut se déplacer soit longitudinalement soit transversalement dans une grille. Les déplacements transversaux du levier correspondant aux changements de coulisseaux ne peuvent être effectués que si les chapes des coulisseaux sont dans le même alignement. La boîte est agencée de telle sorte que les différents baladeurs sont alors au point mort. Les déplacements longitudinaux correspondent à la manœuvre des coulisseaux. Ce dispositif est à peu près abandonné actuellement en raison de son encombrement.

2° *Dispositif à rotule* (fig. 58). — C'est le procédé le plus moderne. Le levier pivote autour de sa rotule de droite à gauche pour le choix du coulisseau et d'avant en arrière pour la manœuvre du coulisseau.

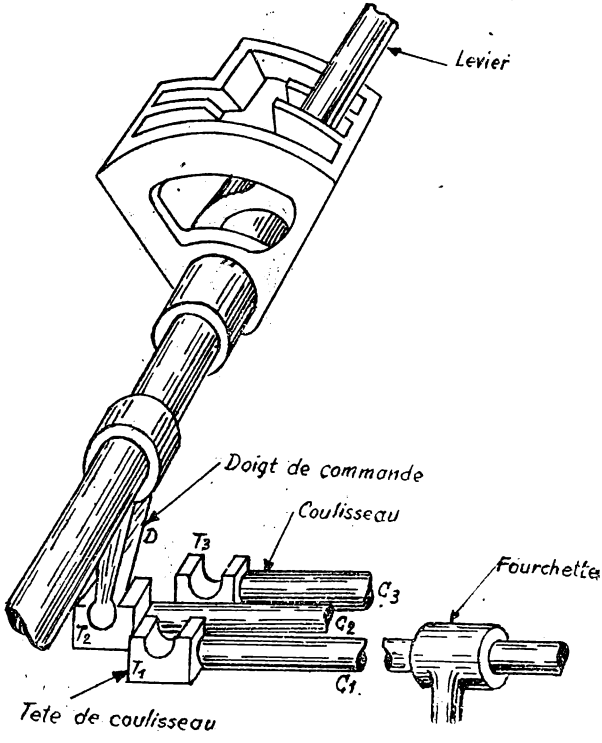


FIG. 57. — *Dispositif de commande à grille.*

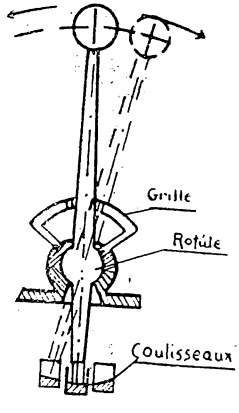


FIG. 58. — *Commande de levier à rotule vue de l'avant de la voiture.*

La figure 59 représente la réalisation de ce dispositif quand il y a trois vitesses avant et une marche arrière.

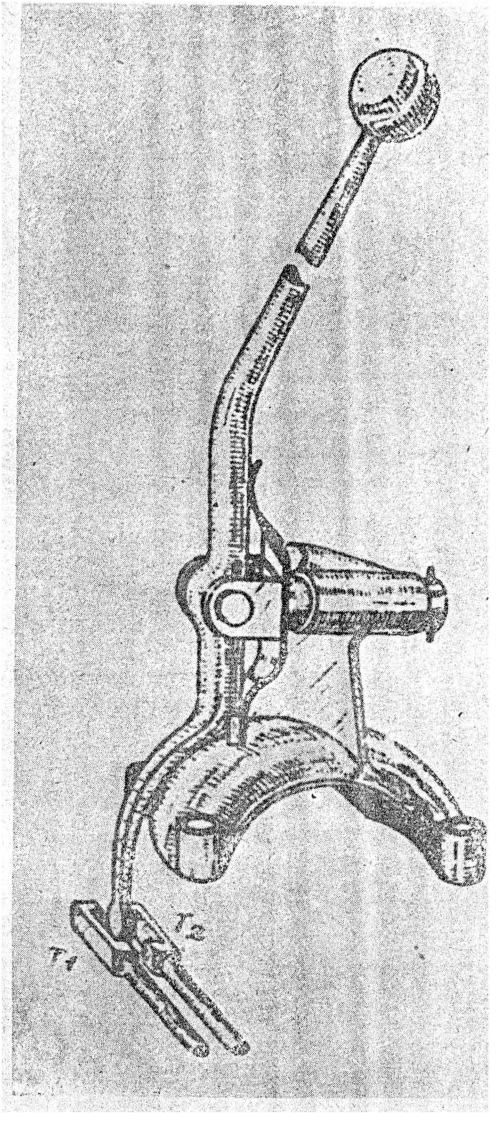


FIG. 59. — *Commande pour boîte à trois vitesses et marche arrière.*

Si la boîte comporte quatre vitesses avant et une marche arrière on emploie l'un des deux dispositifs suivants :

— la boîte n'a que deux baladeurs dont l'un, celui de première et de deuxième vitesse peut en coulissant occuper trois positions d'engrènement et deux points mort. En poussant à fond la poignée du levier de manœuvre dans la même direction que la première on met en prise le pignon de première avec le pignon inverseur de marche lui-même toujours en prise avec l'intermédiaire (marche AR du type représenté par la fig. 54);

— la boîte est dotée de trois baladeurs dont un de marche arrière, la fourchette de chacun d'eux étant actionnée par un coulisseau ou un manchon (fig. 60).

Les trois mortaises des trois coulisseaux sont placées parallèlement à la même hauteur; un cliquet à ressort commandé par la poignée du levier de manœuvre, empêche normalement le doigt de commande de sortir de la cage formée par les mortaises des deux coulisseaux de marche avant; en soulevant cette poignée on oblige le cliquet à s'effacer, on peut alors amplifier l'oscillation transversale du levier, ce qui permet d'engrener le doigt de commande dans la mortaise du coulisseau de marche arrière.

Emplacement du levier de manœuvre.

Le levier de manœuvre est en général porté par la boîte de vitesses.

Pour rendre plus spacieuses les places avant certains constructeurs placent maintenant le levier sur le tableau de bord. Ce dispositif nécessite un tringlage compliqué. Il est inévitable sur les voitures à traction avant dans lesquelles la boîte de vitesses est située en avant du moteur. On le trouve également sur des voitures à propulsion arrière.

Ci-dessous, à titre d'exemple, la description du dispositif de commande d'une voiture 402 Peugeot (fig. 61).

La poignée P dont l'axe coulisse dans un manchon M (fig. 61-1) fixé au tablier porte un doigt de commande D qui peut venir attaquer deux noix N et N′(fig. 61-4). Ces noix peuvent coulisser dans les deux cavités circulaires C et C' du manchon.

La partie avant de chaque noix est reliée à un câble *p* ou *p'* en acier semi-rigide, qui est guidé dans des gaines à sa sortie du manchon. Ce câble est solidaire d'un tringlage qui commande les baladeurs de la boîte.

La position de point mort de la poignée (fig. 61-3) a lieu quand le doigt D peut venir attaquer N ou N′ par l'échancrure E pratiquée entre C et C′ (fig. 61-4). Ce point mort est matérialisé par un verrouillage à bille V.

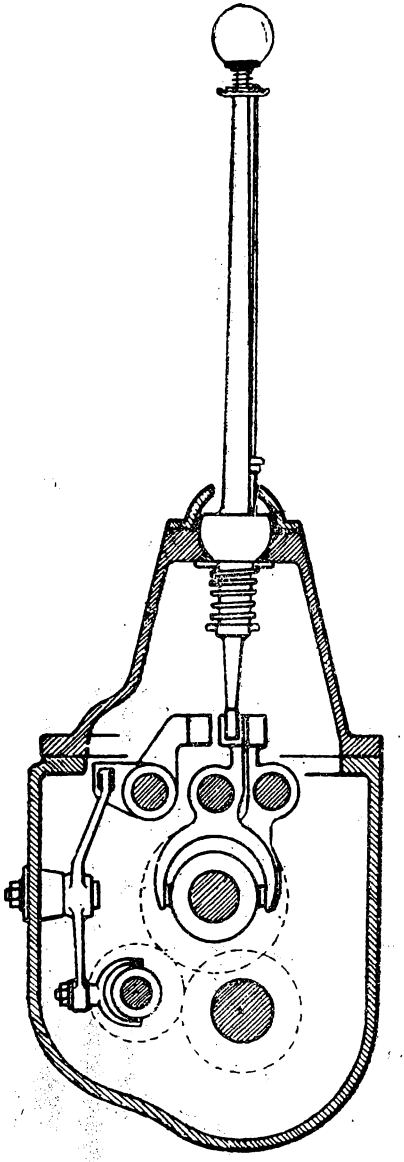


FIG. 60.

Commande d'une boîte à quatre vitesses avant et marche arrière.

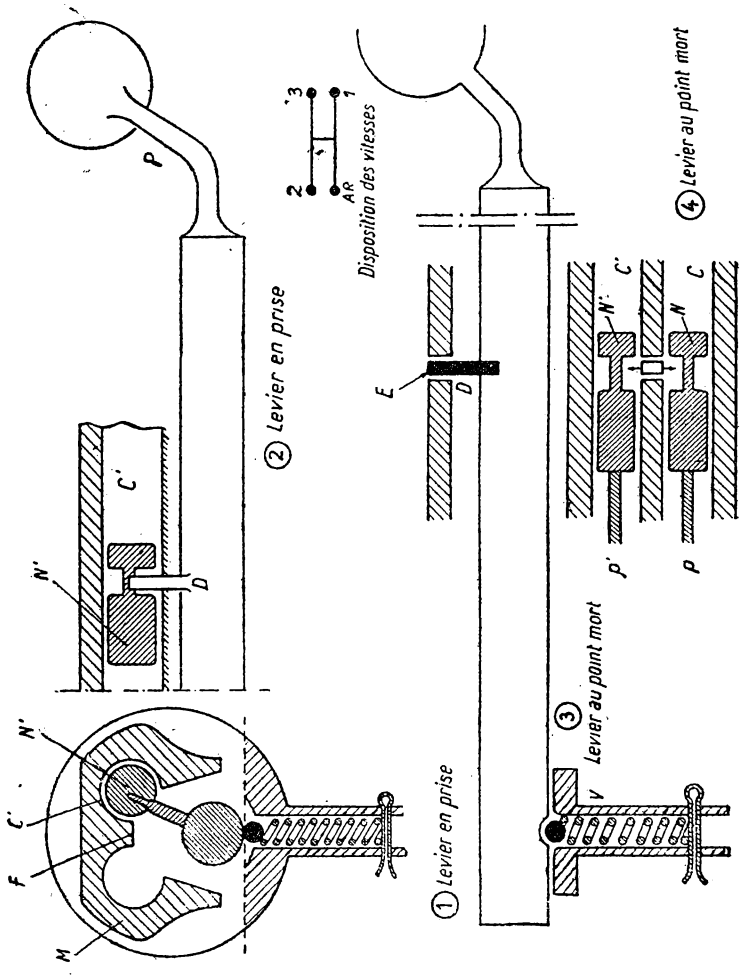

P
N'
C'
D
② Levier en prise
N'
C'
F
M
2
3
AR
1
Disposition des vitesses
E
D
① Levier en prise
③ Levier au point mort
V
N'
C'
N
C
p'
p
④ Levier au point mort

Fig. 61.

Dans cette position, une rotation du levier permet au doigt de commande attaquant primitivement la noix N′ par exemple, de venir attaquer la noix N. Un déplacement longitudinal du levier permet ensuite de passer sur la combinaison recherchée.

En résumé pour passer d'une combinaison à une autre il faut :

— déplacer longitudinalement la poignée pour amener D en face de l'échancrure E;

— tourner la poignée (1/4 de tour environ) pour passer de la noix N′ par exemple à la noix N;

— déplacer longitudinalement la poignée pour passer sur la nouvelle combinaison.

A noter que la nervure F empêche le doigt D d'attaquer à la fois les deux noix et sert de verrouillage positif.

Commandes automatiques.

Pour changer de vitesse le conducteur a un double rôle :

1° Il prend la décision de l'opération;

2° Il exécute les manœuvres correspondantes.

Le premier rôle est de loin le plus délicat, le deuxième ne demande que de l'adresse qui s'acquiert par la pratique.

Parmi les multiples appareils proposés pour simplifier le changement de vitesse, se trouvent d'abord les commandes semi-automatiques qui se chargent de tout ou partie du deuxième rôle auquel le conducteur doit faire face, puis les commandes automatiques qui se chargents des deux rôles.

Le mécanisme de sélection qui provoque les opérations de changement de vitesse s'appelle le déclencheur. C'est en somme un appareil de mesure. Il doit être sensible, précis et fidèle. Il ne faut donc lui demander aucun travail appréciable. Ses indications seront confiées à une énergie extérieure à lui qu'il mettra en jeu sans effort.

Le mécanisme, actionné par l'énergie dont il vient d'être question, doit assurer passivement et fidèlement le travail qui lui est demandé.

Les deux mécanismes seront donc complètement séparés. La réalisation des organes d'exécution est simple, celle du déclencheur est beaucoup plus délicate.

Les causes du changement de vitesse sont :

— d'une part le rapport entre la vitesse du véhicule et la vitesse de rotation du moteur;

D'autre part la charge du moteur.

Pour rendre tangible à des organes mécaniques ces causes abs-

traites on les transformera en forces et le déclencheur sera donc une sorte de balance sur laquelle les forces et par conséquent leurs causes seront jetées en permanence.

Pour traduire une vitesse par une force le dispositif le plus connu est le régulateur centrifuge qui développe sur ses masses une force proportionnelle au carré de sa vitesse.

Pour mesurer la charge du moteur, le moyen le plus simple consiste à mesurer la dépression à l'admission (transmission Fleischell) ou encore, l'angle d'ouverture du pavillon des gaz (position de l'accélérateur, boîte Hydramatic).

Les boîtes à engrenages simples ne sont que rarement équipées de commandes automatiques ou semi-automatiques; ces dispositifs sont le plus souvent ajoutés sur demande expresse du client, toutefois aux Etats-Unis il existe des véhicules de série qui sont normalement pourvus de commandes plus ou moins automatiques.

Bien que ces dispositifs soient en somme peu répandus nous étudierons à titre documentaire :

1° Une commande mécanique semi-automatique;

2° Une commande électro-magnétique semi-automatique;

3° Une commande quasi-automatique à dépression avec mise en œuvre électro-magnétique;

4° Une commande mécanique automatique;

5° Une commande hydraulique automatique.

1° *Commande mécanique semi-automatique.*

Boîte de vitesses Merlin et Gerin (présentée en 1940).

Le but de cette commande est de permettre le passage des vitesses dans les deux sens sans manœuvre d'un levier de vitesses mais par la seule utilisation des pédales existant normalement sur le véhicule (accélérateur, et pédale d'embrayage) et cela sans aucune des précautions habituelles (double débrayage, double pédalage) et sans qu'il n'y ait aucun danger pour la transmission quelle que soit la maladresse du chauffeur.

La boîte Merlin Gerin est une boîte silencieuse à 4 vitesses avant dont une prise directe et une marche arrière.

La marche arrière est obtenue par un inverseur commandé par un levier, elle est de type rigoureusement classique.

Les pignons des première, deuxième et troisième vitesses sont toujours en prise (fig. 62).

Deux baladeurs à crabots (l'un 4 pour la 1re et la 2e, l'autre 5 pour la 3e et la prise directe) permettent de réaliser l'accouplement convenable.

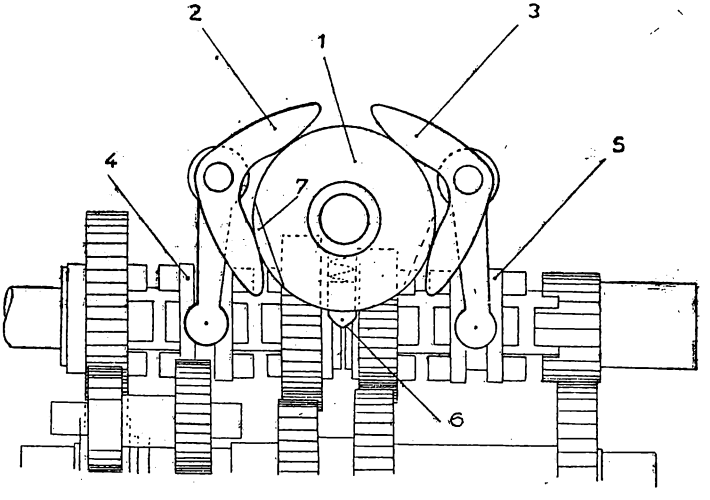


Fig. 62.

Les fourchettes sont commandées par les culbuteurs 2 et 3. Une came 1 fixe la position de ces culbuteurs; elle est réalisée de telle sorte que lorsqu'elle effectue un tour complet on obtienne successivement le point mort et les 4 vitesses. Si la came tourne dans un sens, ces positions se produisent dans l'ordre point mort 1, 2, 3, 4. Si la came tourne en sens inverse, l'ordre devient 4, 3, 2, 1 point mort.

La commande des culbuteurs est effectuée par le taquet 6 qui peut s'effacer en comprimant un ressort. Cette disposition est prévue pour le cas où les crabots ne sont pas en face de leurs logements; la rotation de la came peut donc continuer à s'effectuer (manœuvre des vitesses, voiture arrêtée).

Des méplats tels que celui figuré 7 judicieusement disposés sur la came permettent le logement de l'une des branches du culbuteur tandis que l'autre est soulevée.

La rotation de cette came est commandée mécaniquement par la pédale d'embrayage dont le rôle est double :

— dans les trois premiers quarts de sa course, manœuvre habituelle de l'embrayage;

— dans le dernier quart, rotation de 1/5e de tour de la came, c'est-à-dire d'une vitesse à la voisine.

Le sens de rotation de la came est déterminé comme suit :

Si le conducteur ne touche ni à l'accélérateur ni au frein à pied, la came tourne de 1/5e de tour à chaque manœuvre de la pédale d'embrayage dans le sens point mort, 1re, 2e, 3e, 4e.

Si le conducteur appuie tant soit peu sur l'accélérateur ou la pédale de frein, le sens de rotation de la came est inversé.

Le dessin représenté par la figure 63 schématise la commande mécanique de la came.

Un plateau 10 portant 5 têtons cylindriques régulièrement répartis sur sa périphérie est solidaire de l'arbre de la came 1.

Une fourchette 11 articulée en 12 dans un plan parallèle à celui du plateau vient, lorsqu'elle est poussée par l'action de la pédale de débrayage, faire tourner le plateau 10 dans un sens ou dans l'autre suivant la position du bras articulé.

Cette position est imposée par le dispositif 13, qui permet d'abaisser ou de relever le bras articulé suivant les positions des pédales d'accélérateur ou de frein; la pièce 13 agit sur le bras par l'intermédiaire d'un ressort 14, afin de laisser un certaine liberté de déplacement au bras articulé.

On conçoit que lorsque l'une ou l'autre des pédales de frein et d'accélérateur est actionnée, le bras articulé se trouve dans la position de la figure que l'on supposera correspondre à la descente des vitesses. Dès que ces pédales sont lâchées, le ressort 15 ramène le bras articulé dans la position basse (en pointillé) qui correspond alors à la montée des vitesses.

2° *Commande électro-magnétique semi-automatique.*

Boîte ZF, présentée en 1938 (fig. 64).

La boîte de vitesses ZF à commande électro-magnétique, construite par la firme Zahnradfabrik de Friedrichshafen, a la disposition d'une boîte classique à baladeurs et à pignons toujours en prise, mais ceux-ci, au lieu d'être rendus solidaires de leurs arbres par crabots ou par synchroniseurs, sont mis en prise successivement par des embrayages à disques multiples (figurine A). Les disques extrêmes (figurine B) et internes (figurine C) sont mis en contact sous l'effet de l'attraction produite par un électro-aimant dont l'enroulement, en forme de tore, est noyé dans le plateau solidaire du pignon. Sur la figurine D, représentant la boîte de vitesses, les embrayages sont figurés schématiquement par un seul disque et par le plateau magnétique; il y a un embrayage simple et deux embrayages doubles. Le fonctionnement est schématisé par la figu-

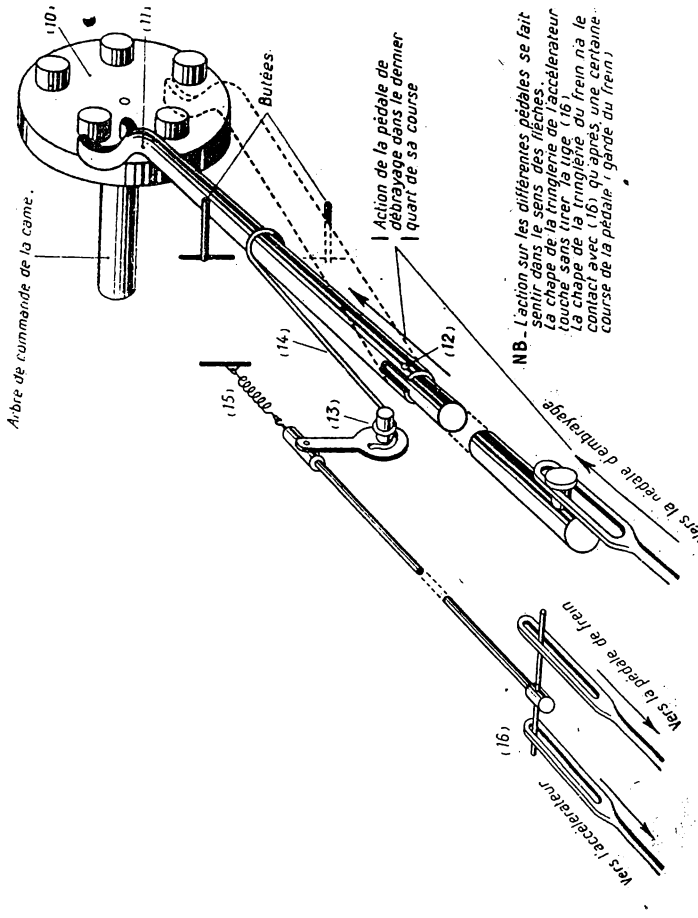

(10)
(11)
Arbre de commande de la came.
Butées.
Action de la pédale de débrayage dans le dernier quart de sa course
(14)
(12)
(15)
(13)
NB - L'action sur les différentes pédales se fait sentir dans le sens des flèches.
La chape de la tringlerie de l'accélérateur (ouche sans tirer la tige (16)
La chape de la tringlerie du frein na le contact avec (16) qu'après une certaine course de la pédale (garde du frein)
vers la pédale d'embrayage
vers la pédale de frein
(16)
vers l'accélérateur

FIG. 63.

rine E où les lignes brisées indiquent le « circuit » de transmission pour chaque combinaison de vitesse et où les cercles indiquent les électro-aimants mis sous tension. La puissance de chacun de ceux-ci est de 10 à 15 watts; le courant leur est transmis par une bague frottante de même diamètre que l'embrayage. Un commutateur à la disposition du chauffeur permet de prendre à volonté la combinaison convenable.

La marche arrière, non figurée, est à commande mécanique pour permettre le blocage du véhicule arrêté sur une pente. Un dispositif supplémentaire, qui n'est pas représenté non plus, est constitué par une commande mécanique de la prise directe par crabots; son rôle est de permettre la mise en marche du moteur par remorquage du véhicule lorsque la batterie est déchargée; dès que le moteur est en marche, le courant produit par la dynamo est suffisant pour assurer le fonctionnement de la boîte de vitesses.

Une particularité remarquable de cette boîte est de ne pas comporter plus de pignons qu'une boîte à 4 vitesses : il y a seulement un embrayage simple en supplément.

La démultiplication en première est de 4,1; la 5e vitesse est la prise directe; en 6e le coefficient de multiplication est de 1,29 (boîte surmultipliée).

Il existe plusieurs modèles différents par la dimension. Le type 6 E V 20 transmet un couple de 20 mkg. et convient pour des moteurs d'environ 3 litres de cylindrée.

Remarque. — Il serait facile de rendre cette commande entièrement automatique en utilisant un régulateur centrifuge pour déclencher le mouvement du commutateur, mais cette complication serait sans utilité pratique.

3° *Commande quasi-automatique à dépression avec mise en œuvre électro-magnétique.*

(Pratiquement la seule ayant fait l'objet de réalisations industrielles.)

C'est un type de commande employé aux Etats-Unis sous des noms divers : « Liquamatic » (Mercury), « Simplimatic » (De Soto), « Vacamatic » (Chrysler). Les Américains considèrent ce genre de commande comme semi-automatique, parce qu'il ne peut réaliser l'automaticité qu'entre deux vitesses. Certaines voitures (celles à 4 vitesses avant) ont deux paires de vitesses pour lesquelles l'automaticité est réalisée (Chrysler et de Soto), il faut une intervention manuelle pour passer d'un groupe de 2 vitesses à l'autre; sur d'autres (à 3 vitesses avant), il n'y a passage automatique qu'entre la 2e et la prise directe et réciproquement (Mercury). Dans tous les cas, la marche arrière est manuelle. Un levier unique peut prendre les

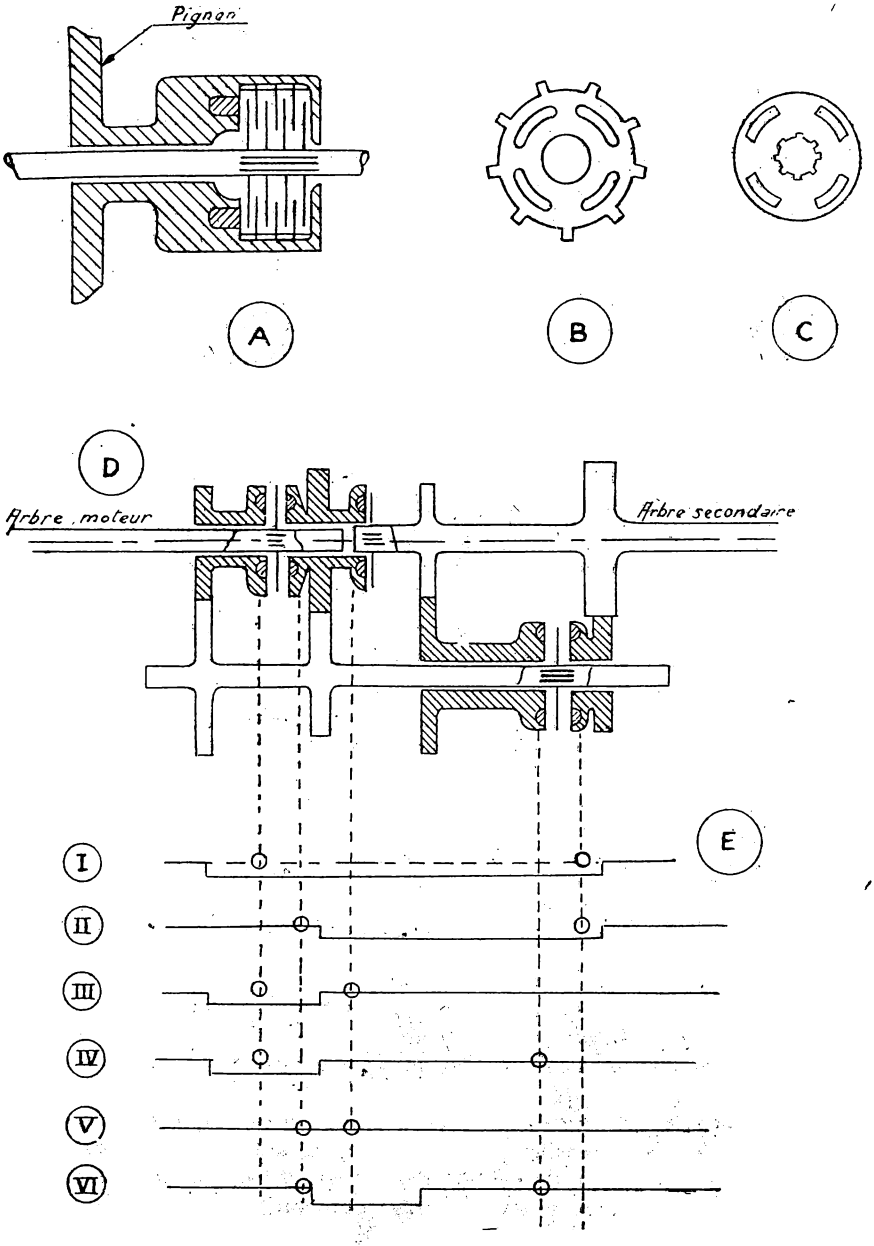


FIG. 64. — *Boîte ZF à 6 vitesses.*

quatre positions suivantes : point mort, marche arrière, groupe des grandes vitesses, groupe des petites vitesses (ou 1re vitesse pour les voitures à 3 vitesses).

Le principe de fonctionnement de cette commande est le suivant (fig. 65) :

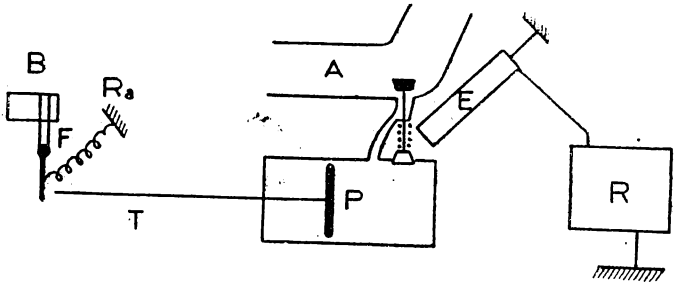


FIG. 65.

Un régulateur centrifuge R commande l'interrupteur du circuit d'excitation d'un électro-aimant E qui agit sur un ensemble de deux soupapes, invariablement liées entre elles et pouvant mettre en communication un côté d'une pompe à piston ou à membrane P, soit avec l'atmosphère soit avec la tuyauterie d'admission A. Le mouvement des soupapes se fait dans un sens sous l'effet de l'attraction de l'électro-aimant dans l'autre grâce à un ressort de rappel. Le déplacement d'une tige T fixée au piston ou à la membrane est utilisé pour pousser sur la fourchette F du baladeur B muni de dispositifs de synchronisation. Un ressort de rappel Ra assure le mouvement inverse de la fourchette quand la tige du piston se retire dès que les soupapes se sont déplacées.

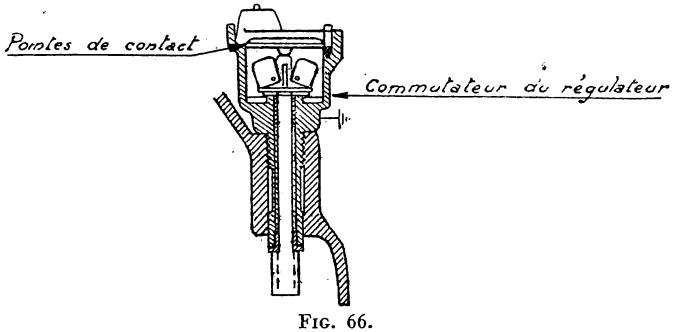


FIG. 66.

Le régulateur centrifuge est monté sur l'arbre à cames. Son principe est le suivant (fig. 66). Sous l'influence de la force centrifuge les masselottes s'écartent, il arrive un moment où pour une vitesse

bien déterminée, un plot solidaire des masselottes vient toucher un plot fixe porté par le bâti fermant ainsi le circuit d'excitation de l'électro-aimant qui commande le mouvement des soupapes. Quand la vitesse diminue, les masselottes se rapprochent de l'axe de rotation et le contact est rompu.

S'il y a deux paires de vitesses, il y a deux jeux de plots dans le régulateur; l'action du levier de vitesses consiste donc à changer le jeu de plots qui peut être mis en œuvre, et à diriger l'action de la tige de piston sur le baladeur convenable.

Divers organes accessoires de réalisation sont prévus :

— l'interrupteur d'allumage est également interrupteur du circuit d'excitation de l'électro-aimant;

— un commutateur actionné par l'accélérateur quand on appuie à fond, met hors circuit le dispositif de changement de vitesse automatique, verrouillant en quelque sorte la boîte dans la position où elle est. Il est ainsi possible au conducteur de conserver, s'il le désire, la vitesse plus élevée ou plus basse que celle que donnerait l'automaticité;

— le piston à la fin de son déplacement ferme le circuit du courant d'excitation d'un électro-aimant, agissant sur le piston. Il en résulte que la fin du déplacement est rendue plus énergique et de plus cet électro-aimant constitue une sorte de verrouillage électrique du piston, le protégeant ainsi contre les effets d'inertie lors des variations d'allure de la voiture.

4° *Commande mécanique automatique.*

(Boîte de vitesses Chatelard Derungs, présentée en 1945.)

C'est une boîte d'origine Citroën dont les timoneries de commande des baladeurs sont supprimées. Elles sont remplacées par un mécanisme électro-mécanique qui effectue automatiquement les actions sur la boîte de vitesses, sur le débrayage et sur l'accélérateur, qu'un chauffeur doit exécuter normalement pour exécuter correctement les changements de vitesse.

Cette commande peut schématiquement s'expliquer comme suit (fig. 67).

Un servo-centrifuge dont le rotor est relié à la prise de mouvement du compteur de vitesse, fait tourner une came porte-commutateurs réunis sur un tambour distributeur.

Le tambour distributeur ferme dans l'ordre convenable pour assurer un changement de vitesse correct, les circuits d'un certain nombre d'électro-aimants qui sont :

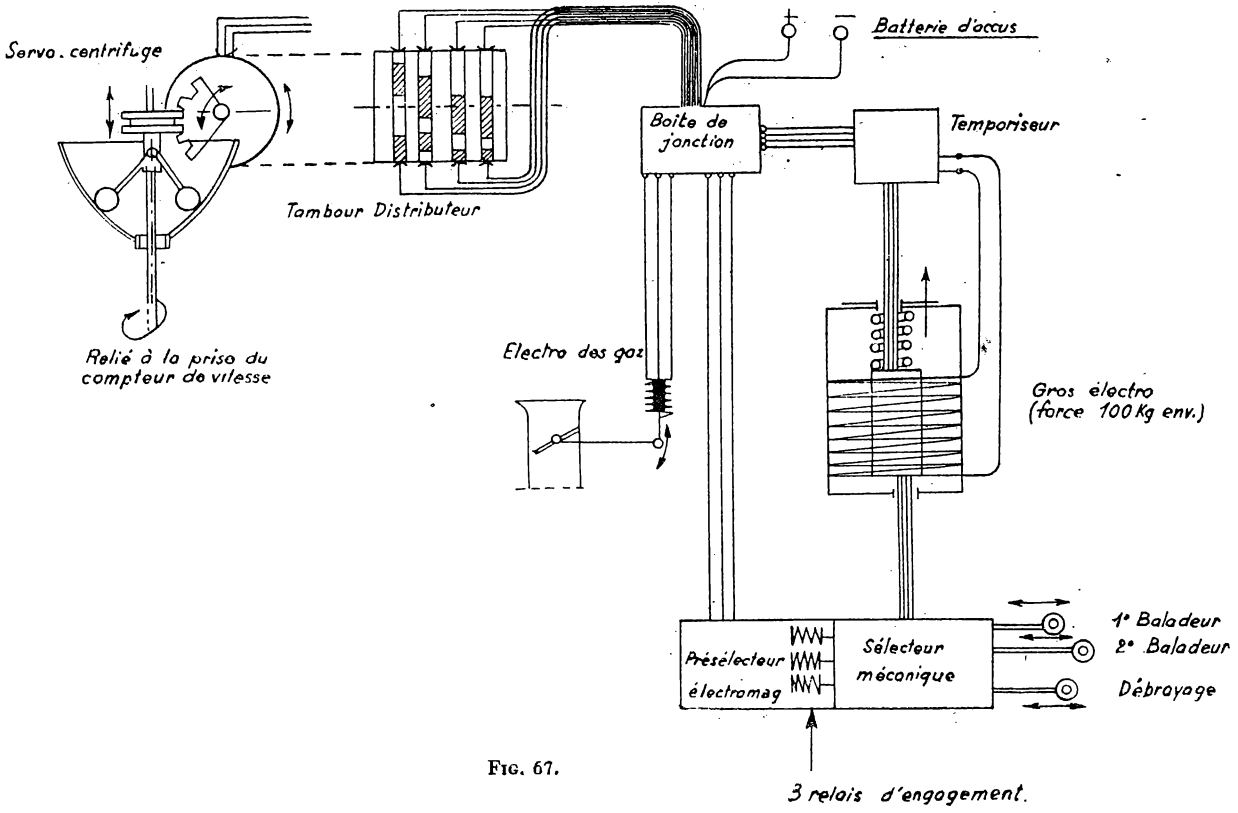

Servo. centrifuge
Tambour Distributeur
Relié à la prise du compteur de vitesse
Batterie d'accus
Boite de jonction
Temporiseur
Electro des gaz
Gros électro (force 100 Kg env.)
Présélecteur électromag
Sélecteur méconique
1° Baladeur
2° Baladeur
Débrayage
3 relais d'engagement.

FIG. 67.

— le gros électro-aimant de débrayage agissant comme servo-moteur (par l'intermédiaire d'une boîte à relais dit temporiseur dans le but de régler les temps nécessaires à toutes les opérations pour qu'il n'y ait pas de chocs et par suite pas de bruit);

— les électro-aimants du présélecteur, accolé au sélecteur mécanique qui soumet à l'action de l'électro-aimant servo-moteur, le baladeur convenable ou la timonerie de débrayage;

— l'électro-aimant des gaz, qui actionne le papillon du carburateur.

Des ressorts de rappel fournissent l'énergie nécessaire pour ramener à la position primitive les organes déplacés par l'électro-aimant dès que le courant qui l'excite est coupé.

On conçoit que, si les commutateurs du tambour distributeur sont judicieusement placés et si les relais du temporiseur sont bien établis, la commande Chatelard Derungs constitue un excellent robot. C'est ce qui pratiquement se produit.

L'énergie électrique nécessaire au fonctionnement du dispositif est évidemment fournie par la batterie, qui peut avoir à débiter pendant des instants très courts jusqu'à cent ampères. La consommation moyenne est aisément compensée par la dynamo de charge en utilisation normale.

Le fonctionnement de la boîte est entièrement automatique à partir de l'instant où le conducteur ayant fermé un contact placé sur le tablier pour se mettre soit en marche avant, soit en marche arrière a embrayé pour assurer un départ normal. L'action sur l'accélérateur peut être maintenue sans modification, les vitesses sont passées automatiquement au moment convenable sans intervention du pilote.

Un correcteur (ressort additionnel à charge variable) placé sur le servo-centrifuge permet de faire varier la vitesse de rotation à laquelle il déclenche les différents changements de vitesse. Le servo-centrifuge est dit pour cette raison à sensibilité variable. Le correcteur a pour but de déplacer la gamme des valeurs de régime qui commandent les changements de vitesse en fonction des conditions de la circulation.

Remarque. — Un commutateur à la disposition du conducteur permet la mise hors jeu de tout l'appareillage automatique, la boîte reste alors dans la combinaison où elle se trouvait avant la manœuvre de ce commutateur.

5° *Commande hydraulique automatique.*

(Boîte autoserve Kégresse réalisée en 1936 et présentée après améliorations au salon de 1947, pour voiture Citroën traction AV, 4 vitesses et marche AR.)

La partie mécanique de cette transmission comporte quatre trains de pignons correspondant aux quatre vitesses; ils sont placés

dans l'ordre suivant, en partant de la gauche du dessin : première, troisième, quatrième et deuxième. Les roues montées sur l'arbre de commande du couple conique sont folles et peuvent être rendues solidaires de cet arbre par les crabots A pour les première et troisième vitesses, et B, pour les deuxième et quatrième vitesses. La commande du crabot A étant assurée par la fourchette C attelée sur la tige D, celle du crabot B, par la fourchette E et la tige F.

Les crabots et leurs commandes, lorsqu'ils ne sont pas sollicités par la pression d'huile sur les pistons, sont maintenus en position de repos par les ressorts O montés en bout des tiges de commande.

Les deux arbres primaires concentriques G intérieur et H extérieur, portent à leurs extrémités respectivement : G, les pignons de commande des première et troisième vitesses; H, les pignons de quatrième et deuxième vitesses.

La marche arrière est obtenue par les intermédiaires I, J, K. K est en prise constante avec la roue de deuxième vitesse, I, en prise constante avec la roue de troisième vitesse et l'intermédiaire J, monté fou sur le même axe que K. Un crabot L, commandé par la fourchette M, attelée à la tige N, peut rendre solidaires les deux pignons J et K. En prenant l'embrayage correspondant au train de deuxième, on transmet le mouvement inversé au train de troisième; les pignons de troisième et première étant solidaires l'un de l'autre par l'arbre primaire G, le mouvement inversé est transmis, par la roue de première et le crabot A, à l'arbre de commande du couple conique.

Fonctionnement de la transmission.

L'huile sous pression est fournie par une pompe à engrenage 1, commandée par le moteur. Cette pompe prend l'huile dans le carter des embrayages qui est en communication avec le carter de la boîte; cette huile sert également au graissage de toute la transmission.

L'huile est envoyée, par la canalisation 2, dans le corps 3 du tiroir creux de distribution 4; un clapet de décharge 5, limite la pression à la valeur d'utilisation, c'est-à-dire, dans le cas présent à 3 kilogrammes; sortant par la lumière 6 du tiroir, l'huile est envoyée par la canalisation 7, derrière le piston 8, solidaire de la tige D de commande du crabot A (1-3), dans le sens de la première vitesse qui se met en prise; en fin de course le piston 8 découvre l'orifice 9 de distribution dans l'embrayage, en passant par le tiroir d'inversion 10 (sur la figure, le tiroir d'inversion est à la position « stop »; dans cette position, il n'y a pas d'issue pour l'huile et aucun des embrayages ne recevant le liquide, il est possible d'emballer le moteur, la voiture restant à l'arrêt). Si l'on déplace le tiroir 10 vers la droite, le liquide sous pression passe par la canalisation 11 alimentant la

gorge 12 du collecteur tournant et, par le trou 13, arrive sous le clapet 14 d'admission et de vidage de l'embrayage des vitesses 1 et 3. En se déplaçant vers l'extérieur, il permet au liquide d'arriver, par la canalisation 15, derrière le piston 16 de compression du plateau 17. Le moteur étant au ralenti, la soupape centrifuge 18 étant rappelée par le ressort 19, est dans la position du dessin et laisse libre, par la canalisation 20 et les orifices 21, la sortie du liquide qui, s'écoulant sans pression, ne peut pas déplacer le piston 16.

Si on accélère le moteur, la force centrifuge exercée sur la soupape arrive à vaincre le ressort 19 et la soupape vient obturer progressivement les orifices 21, décalés légèrement l'un par rapport à l'autre, celui en communication avec l'extérieur étant plus rapproché du centre que celui de sortie de la chambre du piston annulaire. Par suite de ce décalage, la réduction de section de l'orifice en communication avec l'extérieur s'effectue plus rapidement que celle de l'orifice de sortie de la chambre du piston annulaire, créant sur la soupape et derrière le piston, une pression de liquide retardant l'obturation totale des orifices 21. On obtient ainsi un embrayage très progressif.

L'obturation totale ne peut être réalisée que lorsque le moteur tourne à une vitesse suffisante pour développer sur la soupape une force centrifuge dont la valeur corresponde à la somme de la puissance du ressort de rappel 19 et de la poussée due à la pression du liquide sur la tête de la soupape. A ce moment, la soupape a entièrement obturé l'orifice communiquant avec l'extérieur et l'embrayage est total. La tête de la soupape dégageant l'orifice radial permet l'évacuation de l'huile qui freinait la fin du déplacement de la soupape; celle-ci vient donc se placer au fond de son logement et n'est plus rappelée que par son ressort. Cette disposition permet d'avoir un débrayage instantané.

Les poids, section de soupape et force du ressort son calculés pour que le début de l'embrayage se fasse à 400 t.-m. moteur, l'embrayage total pour le *couple maximum* à 850 t.-m. et le débrayage franc à 500 t.-m. environ.

Le déplacement du plateau 17 assure l'embrayage du disque 22, calé sur l'arbre primaire intérieur G portant, à son extrémité avant, les pignons de commande des première et troisième vitesses. Le crabot A de la roue de première vitesse étant en prise, la voiture est entraînée.

Lorsque la vitesse de la voiture atteint la valeur fixée pour le passage en deuxième vitesse, le régulateur 23, commandé par l'arbre du pignon conique au moyen des pignons 24, 25 et 27, assure, par l'intermédiaire de l'accouplement 28, le déplacement vers la gauche du tiroir 4 qui vient obturer la canalisation 7.

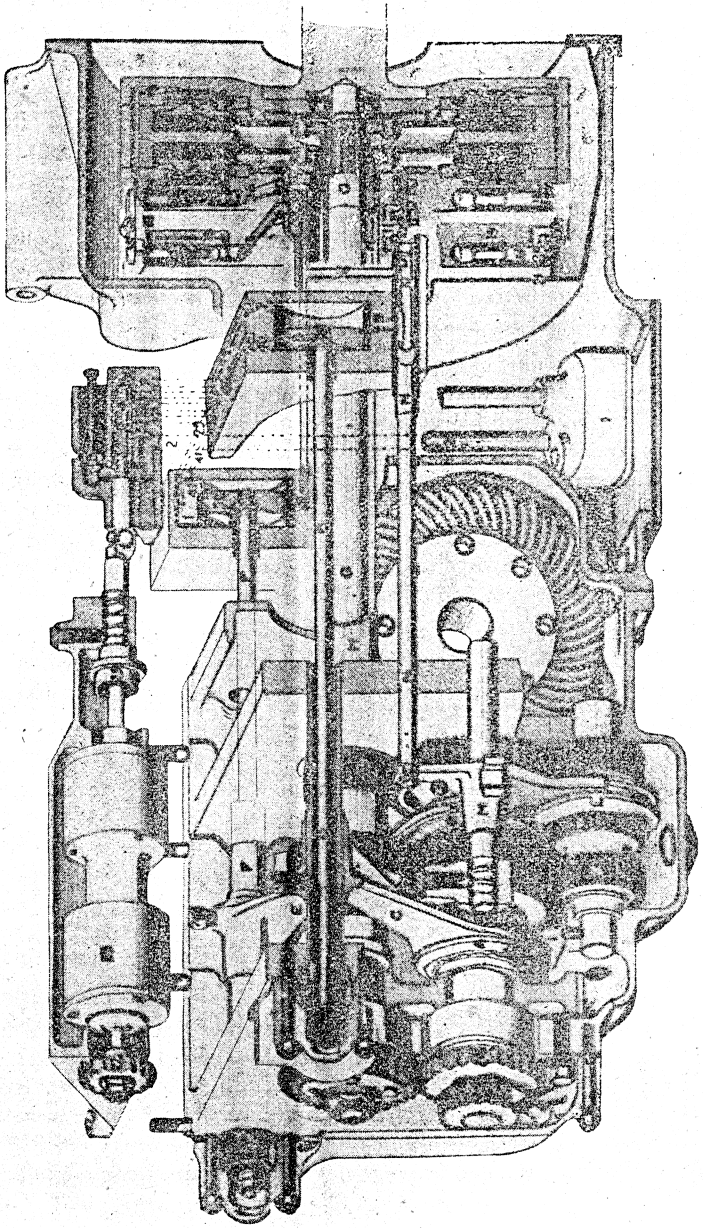


Fig. 68.

Le clapet 14 d'admission et de vidage de l'embrayage 1-3 ne recevant plus d'huile sous pression est rappelé à la position indiquée sur le dessin, fermant ainsi la canalisation 15 d'arrivée d'huile derrière le piston 16.

La lumière 6 du tiroir se trouve donc en face de la canalisation 29 amenant l'huile sous pression sur la face AV du piston 30, solidaire de la tige F de commande du crabot 2-4 dans le sens de la deuxième vitesse; en fin de course, le piston découvre l'orifice 31 de distribution dans l'embrayage et l'huile, par la canalisation 32, la gorge 33 du collecteur tournant et le trou 34, arrive sous le clapet 35 d'admission et de vidage de l'embrayage des vitesses 2 et 4 qui, se déplaçant vers l'extérieur, permet au liquide d'arriver derrière le piston 36 de compression du plateau 37.

Les deux clapets 14 et 35 sont contrôlés l'un par l'autre, par le culbuteur 38. Lorsque la pression d'huile correspondant au tarage du ressort du clapet 14 est atteinte sous le clapet 35 et, par conséquent, derrière le piston 36 de compression du plateau 37, le clapet 35 est repoussé vers l'extérieur et, par l'intermédiaire du culbuteur 38, oblige le clapet 14 à se déplacer vers le centre, celui-ci découvre par sa face supérieure la canalisation 15, mettant au vidage l'arrière du piston 16 de l'embrayage des vitesses 1 et 3. Le disque d'embrayage 39 est donc entraîné et le disque 22 est libre.

Le disque 39 étant calé sur l'arbre primaire extérieur H qui porte les pignons de deuxième et quatrième vitesses, et le crabot de deuxième vitesse étant en prise la voiture est entraînée en deuxième vitesse.

Lorsque le véhicule atteint la vitesse prévue pour le passage en 3e, le régulateur déplace de nouveau le tiroir 4, et la lumière 6 vient en face de la canalisation 40 amenant l'huile sur la face AV du piston 8 de commande des vitesses 1re et 3e, et le déplace vers la droite, sens de la prise du crabot de 3e; en fin de course, le piston découvre l'orifice 9 de distribution dans l'embrayage des vitesses impaires, suivant le même circuit que pour la 1re vitesse; le disque d'embrayage 22 est de nouveau en prise, le disque 39 étant libéré, et la voiture entraînée en 3e vitesse.

Pour le passage en 4e vitesse, le régulateur déplace encore une fois vers la gauche le tiroir de distribution 4, et la lumière 6, venant en face de la canalisation 41, l'huile est dirigée sur la face AR du piston 30 de commande du crabot 2-4, dans le sens de la prise du crabot de 4e vitesse; en fin de course, le piston découvre l'orifice 31 de distribution dans l'embrayage des vitesses paires, comme pour la 2e vitesse; le disque d'embrayage 39 est en prise, le disque 22 étant libéré.

Pour la descente des vitesses, les mêmes opérations se reproduisent, le tout étant contrôlé par le régulateur qui agit sur le tiroir 4, l'obligeant à se déplacer vers la gauche pour la montée des vitesses lorsque l'allure de la voiture augmente, ou vers la droite si le véhicule ralentit.

L'arrêt du véhicule peut s'opérer de deux façons :

— ou il est précédé d'un ralentissement très long permettant aux vitesses de passer successivement;

— ou, par un coup de frein brutal, immobilisant le véhicule instantanément.

Dans les deux cas, il n'y a aucun risque de caler le moteur puisque, à 500 tours environ, les soupapes centrifuges des deux embrayages s'ouvrent, permettant l'évacuation de l'huile sous pression, libérant ainsi le disque d'embrayage en prise. Dès l'arrêt, le régulateur ramène le tiroir 4 à sa position de départ, la lumière 6 étant en face de la canalisation 7; le crabot de 1re vitesse se met en prise et le véhicule est prêt pour un nouveau démarrage.

La marche arrière est à commande manuelle, le conducteur agissant sur un levier ou bouton placé sur la planche de bord, déplace vers l'avant la fourchette M du crabot L de marche arrière et la tige N du tiroir d'inversion 10, mettant ainsi en communication la canalisation de l'orifice 9 du piston de commande du crabot de 1re vitesse avec la canalisation 32 d'alimentation de l'embrayage de 2e vitesse. C'est donc le train de 2e vitesse qui est entraîné et, par les intermédiaires I. J. K. de marche AR, le mouvement est transmis à la roue de 1re vitesse qui est elle, crabotée sur l'arbre du couple conique. Le démarrage se fait dans les mêmes conditions qu'en marche AV, la soupape centrifuge montée sur la canalisation de sortie de l'embrayage de 2e vitesse assurant la progressivité de l'entraînement.

L'utilisation d'une transmission automatique telle que celle qui est décrite, serait très désagréable pour un conducteur désirant obtenir le rendement maximum de son véhicule. Il n'admettra pas que, quelles que soient les conditions de circulation, les changements de vitesse se fassent toujours au même régime du moteur, mais, au contraire, il demandera que ces passages se fassent à régime très bas pour la circulation normale, en ville ou en plat, alors que ce régime de passage devra être élevé s'il désire faire un démarrage rapide, ou, sur la route, dépasser une voiture.

Cette variation des régimes de passage des vitesses est obtenue par un ressort additionnel, de charge variable (non représenté sur le dessin), modifiant les conditions de fonctionnement du régulateur.

Le régulateur peut être commandé, dans certaines réalisations, par plateaux et galets de friction, la variation des régimes de passage des vitesses est obtenue, dans ce cas, par le déplacement radial des galets sur les plateaux modifiant la vitesse de rotation du régulateur par rapport à celle de l'arbre du pignon conique.

La commande de la variation de charge du ressort additionnel, ou du déplacement des galets de friction, est à la disposition du conducteur, soit par un petit levier placé sur la planche de bord ou sous le volant de direction, soit par une course supplémentaire de la pédale d'accélération.

Le dispositif comporte en outre un asservissement de la transmission (1) pour le cas où, en montagne principalement, dans des profils de route très accidentés, il n'est pas désirable de prendre la vitesse supérieure. A l'aide d'un levier placé sous le volant de direction, le conducteur peut condamner les vitesses supérieures, tout en conservant l'automatisme pour les vitesses inférieures. Par exemple, s'il juge qu'il n'est pas possible de tenir la 4e, il peut la bloquer et le fonctionnement automatique de l'ensemble, de la 1re à la 3e ainsi que le démarrage, resteront corrects.

Ce levier permet également au conducteur, de passer volontairement à une vitesse inférieure à celle déterminée par l'automatisme quelle que soit la vitesse du véhicule et la position de la pédale d'accélérateur, au cas où cette manœuvre serait nécessaire, pour obtenir après un ralentissement une reprise brillante ou, pour conserver au moteur toute son efficacité comme frein dans les descentes prolongées. Il reste bien entendu que, pour l'exécution de cette manœuvre, le conducteur devra tenir compte de l'augmentation du régime de rotation du moteur qui résultera du passage à une combinaison inférieure.

IX. — Dispositifs de sécurité.

1o *But.*

a) Maintenir le ou les baladeurs dans la position choisie par le conducteur (en prise ou au point mort);

b) Empêcher, dans les boîtes à baladeurs multiples, que deux baladeurs puissent être mis en prise simultanément.

Ces dispositifs sont en général appelés « Dispositifs de verrouillage ». Nous les classerons en trois catégories principales :

— le verrouillage automatique relatif qui maintient les coulisseaux dans une position choisie. Ce verrouillage n'est pas absolu. Il répond au 1er but défini ci-dessus;

(1) Non représenté sur la figure.

— le verrouillage automatique positif qui bloque d'une façon absolue le ou les coulisseaux non utilisés. Il répond au 2e but défini ci-dessus;

— la sécurité de sélection qui empêche simplement le doigt du levier de manœuvre d'attaquer simultanément deux coulisseaux. Elle répond donc aussi au 2e but.

2° *Verrouillage automatique relatif* (fig. 69 et 70).

Chaque coulisseau porte autant d'encoches que le baladeur correspondant peut avoir de positions, par exemple 2e point mort et prise directe sur l'un des coulisseaux d'une boîte à trois vitesses.

Un bonhomme d'arrêt, situé dans un guide solidaire du carter de la boîte de vitesses, est constamment appliqué contre le coulisseau par un ressort. Ce bonhomme est souvent remplacé par une bille ou par un rouleau. Lorsque le bonhomme ou la bille est appliqué

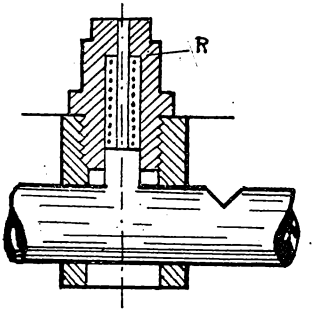


FIG. 69.

Verrouillage automatique par bonhomme d'arrêt.

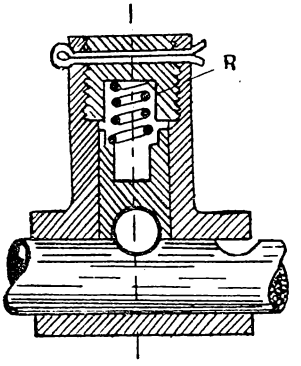


FIG. 70.

Verrouillage automatique à bille.

dans l'encoche du coulisseau, celui-ci est immobilisé d'une façon suffisante pour que les poussées longitudinales des pignons ne puissent le déplacer. Par contre, grâce au grand bras de levier du levier de manœuvre, le conducteur peut déplacer le coulisseau et la rampe de l'encoche oblige le bonhomme à s'effacer.

Ce verrouillage n'est donc pas absolu, surtout lorsque l'usure a modifié le profil des encoches.

3° *Verrouillage automatique positif.*

a) *Cas d'une boîte à coulisseau unique.*

L'immobilisation du baladeur est obtenue par la pénétration

du cliquet porté par le levier de manœuvre dans l'une des encoches du secteur denté lorsque le conducteur cesse d'agir sur la poignée de commande du cliquet.

b) *Cas d'une boîte à deux coulisseaux* (fig. 71).

Chaque coulisseau porte une encoche supplémentaire EE'. Entre les deux coulisseaux, un bonhomme ou doigt de verrouillage I est logé dans un guide solidaire du carter. La longueur de ce bonhomme

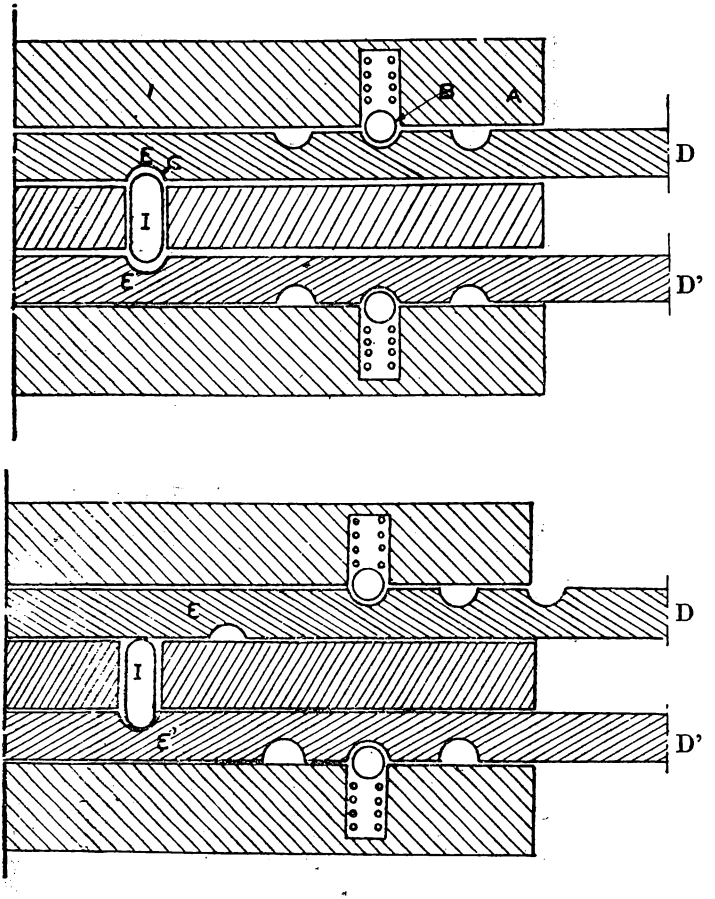


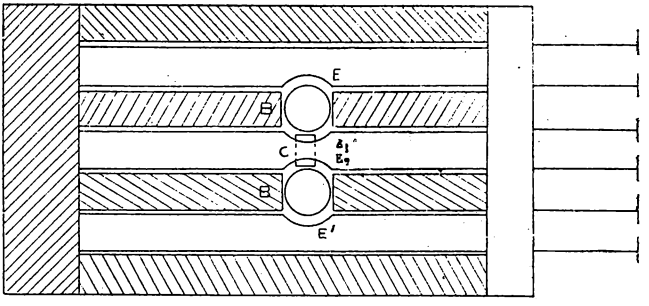
Fig. 71.

est égale à la distance qui sépare les deux coulisseaux augmentée de la profondeur d'une encoche.

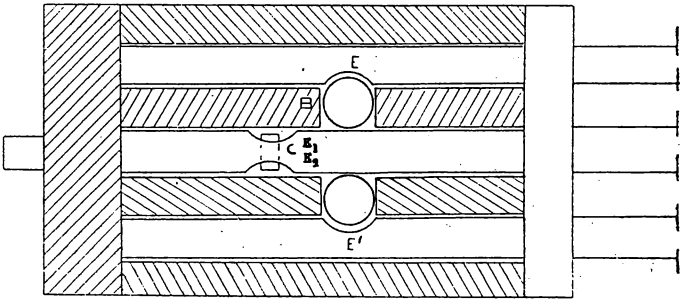
Au point mort, les deux encoches EE′ sont en face du bonhomme. Aucun des deux coulisseaux n'est bloqué. Dès qu'un coulisseau est déplacé, le bonhomme est engagé dans l'encoche E′ du 2e coulisseau qui se trouve ainsi bloqué.

Ce dispositif, ainsi que le suivant sont souvent appelés interverrouillage ou encore interlock terme anglais ayant la même signification.

c) *Cas d'une boîte à trois coulisseaux. Verrouillage positif à billes* (fig. 72 et 73).



Interverrouillage d'une boîte à trois coulisseaux. Boîte au point mort.



Boîte en 2e. Les billes verrouillent les coulisseaux.
FIG. 72.

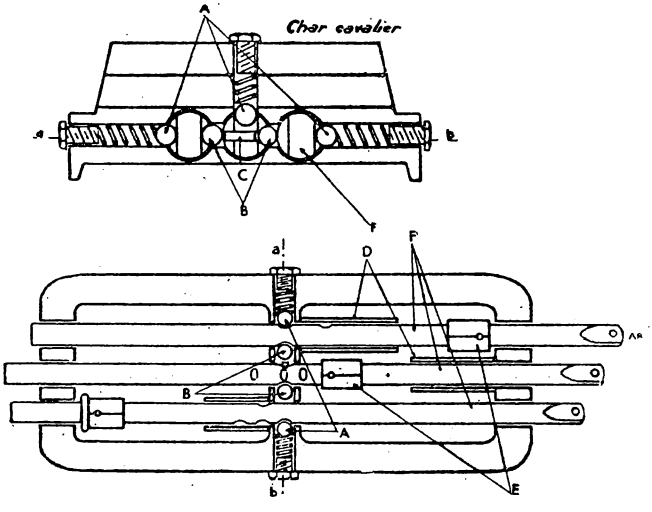
Les coulisseaux extrêmes portent, comme précédemment, une encoche EE′. Le coulisseau médian porte deux encoches opposées E_1E_2 et entre ces deux encoches un canal dans lequel est logé un

bonhomme C. Le verrou proprement dit, est constitué par un ensemble formé de deux billes B et du bonhomme logé dans le coulisseau médian. Le diamètre de chaque bille est égal à la distance qui sépare deux coulisseaux consécutifs augmentée de la profondeur d'une encoche. La longueur totale de l'ensemble du bonhomme et des deux billes est égale à la distance qui sépare les coulisseaux extrêmes augmentée d'une encoche.

Au point mort, aucun coulisseau n'est bloqué.

Lorsque le coulisseau médian, est engagé, il bloque les deux autres, chaque bille jouant le rôle de l'interverrouillage étudié précédemment.

Lorsque c'est l'un des coulisseaux extrêmes qui est utilisé, une bille bloque le coulisseau médian et l'ensemble des deux billes B et du bonhomme C bloque le 3e coulisseau.



A. Billes de verrouillage simple.
B. Billes d'interverrouillage positif.
C. Bonhomme d'interverrouillage positif.
D. Bagues fusées limitant le mouvement des coulisseaux.
E. Manchons supports de fourchettes.
F. Coulisseaux.

Fig. 73.
Verrouillage des coulisseaux.

La figure 73 représente en coupe et en plan le verrouillage automatique et le verrouillage positif d'une boîte à 4 vitesses avant et une vitesse arrière dans laquelle la 4e est engagée. (Boîte du char cavalier.)

Remarque. — Signalons deux dispositifs utilisés sur les boîtes à grille et qui sont pratiquement tombés en désuétude :

Le verrouillage à cadre. — Dans son déplacement transversal le levier de changement de vitesse entraîne un cadre en forme de C qui coulisse dans une douille horizontale D et dont les extrémités éloignées d'une quantité à peine supérieure à l'épaisseur d'un coulisseau viennent immobiliser les coulisseaux autres que celui qui est en face de l'ouverture du cadre (fig. 74).

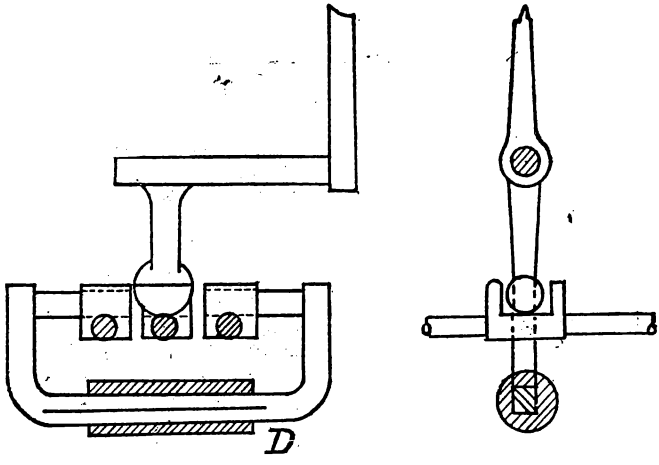


Fig. 74.
Verrouillage à cadre.

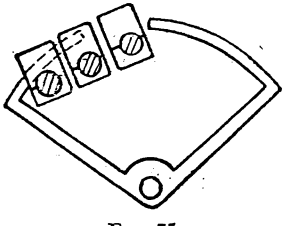


Fig. 75.
Verrouillage à ancre.

Le verrouillage à ancre. — Au lieu de coulisser dans une douille le cadre qui a alors la forme d'une ancre de montre oscille autour d'un axe parallèle à ceux des coulisseaux (fig. 75).

4° *Sécurité de sélection.*

Cette sécurité n'a pas d'action directe sur les coulisseaux, elle empêche simplement le doigt du levier d'attaquer deux coulisseaux simultanément.

a) *Sécurité par plaquette fixe* (fig. 76).

Cette plaquette fixée au carter de la boîte, est située entre les deux coulisseaux.

Elle porte une encoche qui ne permet le passage du doigt du levier d'une chape à l'autre que si les deux coulisseaux sont à la position du point mort.

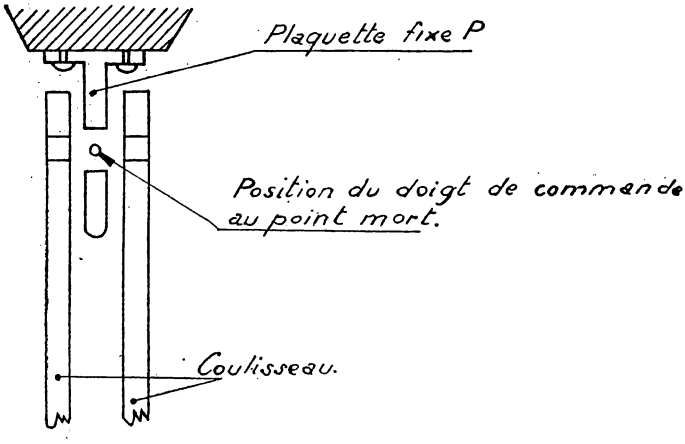


FIG. 76.

Verrouillage par plaquette fixe.

Ce dispositif est utilisé dans les boîtes commandées par levier à rotule.

b) *Sécurité par grille.*

Elle est basée sur le même principe (voir fig. 57).

5° *Sécurité de marche arrière.*

Pour éviter que le conducteur puisse passer en marche arrière, alors que le véhicule roule en marche avant, les constructeurs adoptent différents dispositifs de sécurité.

Soit un verrouillage effectif ne permettant l'attaque du coulisseau de marche arrière que si le conducteur effectue une manœuvre supplémentaire consistant à supprimer l'action d'un verrou.

Soit interposition d'un ressort dont la résistance doit être vaincue pour pouvoir engager le coulisseau de marche arrière.

X. — Organisation et emplacement de la boîte de vitesses.

A) Organisation.

Les organes de changement de vitesses sont logés dans un carter construit soit en métal léger à base d'aluminium, soit en acier coulé. Ce carter est fermé à sa partie supérieure par un couvercle avec interposition d'un joint en papier.

Le carter porte les arbres (1), le couvercle porte généralement le levier de manœuvre de changement de vitesses.

Le graissage de la boîte se fait, en général par barbotage avec de l'huile épaisse; il existe cependant des boîtes à graissage sous pression. Dans les boîtes à graissage par barbotage, le niveau de l'huile est limité à la hauteur de l'arbre le plus bas pour éviter les fuites : il est généralement déterminé par le bouchon de remplissage placé sur le côté de la boîte. Cependant, certaines boîtes ont un bouchon de remplissage sur le couvercle. Il y a, dans ce cas, une jauge indiquant le niveau à ne pas dépasser.

Un bouchon de vidange est situé à la partie inférieure de la boîte. Sur quelques véhicules, ce bouchon est aimanté dans le but d'amasser les particules métalliques dues à l'usure des pignons.

B) Emplacement.

La boîte de vitesses peut être isolée (c'est la solution normale sur les véhicules d'ancien modèle) faire bloc avec le carter du différentiel (par exemple voitures à transmission par chaînes) ou encore être solidaire de boîtes de mécanismes annexes (réducteurs) sur certains véhicules spéciaux.

Les carters du moteur, de l'embrayage et de la boîte de vitesses sont souvent réunis en un seul bloc (solution du bloc moteur). Le carter de la boîte de vitesses est boulonné sur le carter d'embrayage ou venu de fonderie avec lui.

a) Sur les voitures à propulsion arrière et moteur à l'avant, l'embrayage et la boîte font suite au moteur.

---

(1) Voir dans l'étude des trains d'engrenages épicycloïdaux la méthode de calcul des efforts sur les axes et sur le carter.

b) Sur les voitures à traction avant et moteur à l'avant, la boîte est située en avant du moteur. Il existe alors deux solutions :

1° Boîte entre l'embrayage et le différentiel;

2° Différentiel entre boîte et embrayage.

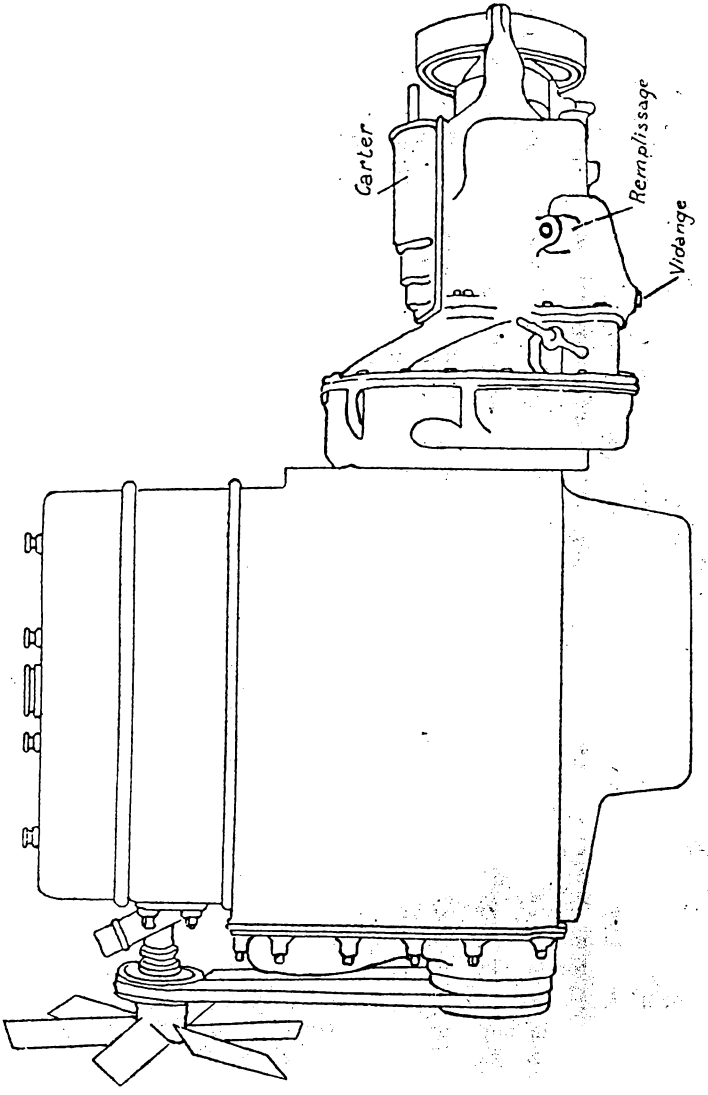


FIG. 77.

c) Sur les voitures à propulsion arrière et moteur à l'arrière, même solution que dans le cas du moteur à l'avant et roues arrière motrices.

Les solutions *b* et *c* sont appelées groupes motopropulseur.

Exemple : groupe motopropulseur de la Citroën traction avant et 4 ch. Renault type 1947.

C) Groupe motopropulseur.

La boîte reçoit son mouvement de l'arrière et doit le transmettre vers l'arrière. Il existe, alors deux solutions :

1° Groupe motopropulseur à prise directe. L'arbre secondaire est creux, il est traversé par l'arbre primaire (fig. 78).

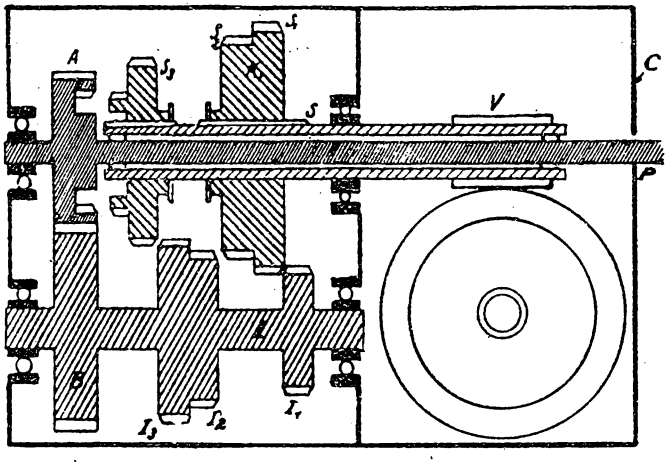


Fig. 78.

Boîte de vitesses de bloc motopropulseur (4 vitesses).

2° Groupe motopropulseur sans prise directe.

Exemple (fig. 79). Boîte de la traction avant Citroën à 3 vitesses dont 2 synchronisées. Noter la transmission du mouvement en 1re passant par P_1, A_1, B_1, C_1, P_2, S_2.

D) Matériaux utilisés.

Carter : alliage léger à base d'aluminium, parfois acier coulé (boîtes plus lourdes, moins chères);

Arbres : acier demi-dur, acier au chrome nickel;
Fourchettes et coulisseaux : acier demi-dur;
Pignons : acier au chrome nickel, acier mangano silicieux.

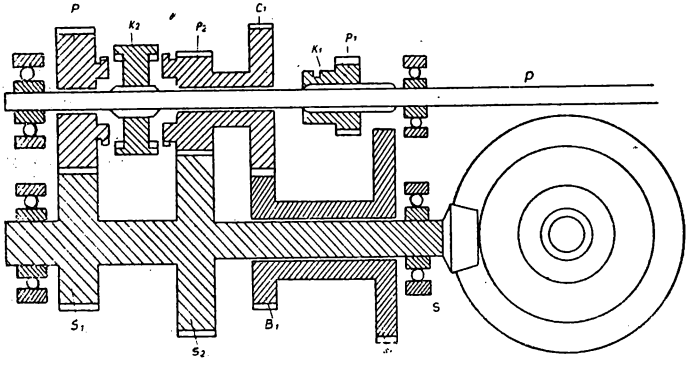


FIG. 79.
Boîte de vitesses de bloc motopropulseur Citroën (3 vitesses).

C) BOITES A TRAINS ÉPICYCLOIDAUX.

I. — Engrenages épicycloïdaux.

ETUDE CINÉMATIQUE.

a) Considérons un train d'engrenage composé de deux pignons A et B (fig. 80). A est claveté sur un arbre moteur O_1, B est monté fou sur un axe O_2 solidaire d'un levier ou châssis E qui peut tourner autour d'un axe coïncidant avec celui de l'arbre moteur O_1. On a réalisé ainsi un train épicycloïdal simple.

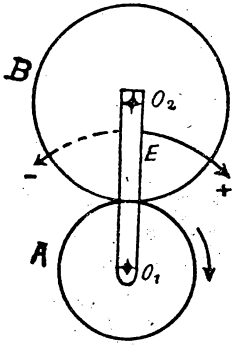


FIG. 80.

Soient R_A et R_B, n_A et n_B les rayons et le nombre des dents des pignons A et B.

ω_A et ω_B et Ω les vitesses de rotation des pignons A, B et du châssis E.

Pour un observateur cramponné sur le châssis E entraîné à lavitesse Ω, l'engrenage réalisé est un engrenage ordinaire. Donc si ω'_A et ω'_B sont les vitesses apparentes de A et B pour cet observateuron a :

$$R_A\omega'_A = R_B\omega'_B.$$

Si on prend un sens comme sens positif des rotations par exemple le sens des aiguilles d'une montre, il faut écrire l'équation précédente :

$$R_A\omega_A' = -R_B\omega'_B$$

ou encore

$$\frac{\omega'_A}{\omega'_B} = -\frac{R_B}{R_A} = -\frac{n_B}{n_A}.$$

Car les deux pignons tournent en sens inverse.

$$\omega'_A = \omega_A - \Omega$$

Mais

$$\omega'_B = \omega_B - \Omega$$

d'où l'on tire :

$$\frac{\omega_A - \Omega}{\omega_B - \Omega} = = \frac{R_B}{R_A} = -\frac{n_B}{n_A} \qquad (1)$$

Cette relation est connue sous le nom de formule de Willis.

b) Considérons maintenant un engrenage composé comme l'indique la figure 81 des trois pignons A, B, C et de châssis E. A est claveté sur l'arbre moteur, B tourne autour d'un axe solidaire du châssis E, C est monté fou sur l'arbre moteur.

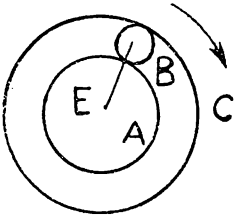


FIG. 81.

Nous conserverons les notations employées au paragraphe précédent, A, B, E constituant un premier train épicycloïdal donc :

$$\frac{\omega_A - \Omega}{\omega_B - \Omega} = \frac{R_B}{R_A} = -\frac{n_B}{n_A} \qquad (2)'$$

B, C, E constituent un deuxième train épicycloïdal mais B et C engrenant intérieurement les deux pignons tournent dans le même sens, donc :

$$\frac{\omega_B - \Omega}{\omega_C - \Omega} = \frac{R_C}{R_B} = \frac{n_C}{n_B}. \qquad (2)''$$

En multipliant terme à terme les équations (2)' et (2)'' on a :

$$\frac{\omega_A - \Omega}{\omega_C - \Omega} = -\frac{R_C}{R_A} = -\frac{n_C}{n_A} \qquad (2)$$

formule de Willis pour deux engrenages épicycloïdaux en série.

CAS PARTICULIERS : Si $R_C = R_A$

$$\frac{\omega_A - \Omega}{\omega_C - \Omega} = -1$$

ou encore

$$\omega_A + \omega_C = 2\Omega.$$

On a ainsi un train épicycloïdal tel que la vitesse du bâti soit égale à la demi-somme des vitesses des deux roues. Ce train s'appelle un différentiel; il est utilisé en automobile pour transmettre le mouvement de l'arbre de transmission aux deux demi-arbres.

Remarque I. — Le nombre de dents du pignon B qui engrène avec A et C est nécessairement donné par :

$$n_B = \frac{n_C - n_A}{2} \quad \text{car} \quad R_B = \frac{R_C - R_A}{2};$$

d'où il résulte que les pignons A et C doivent avoir un nombre de dents de même parité.

Remarque II. — Supposons qu'il y ait p pignons satellites B, il est logique, pour des raisons d'équilibrage que ces p pignons soient répartis également donc ils sont distants les uns des autres d'un angle $\frac{2\pi}{p}$.

Si $\frac{n_C}{p}$ et $\frac{n_A}{p}$ sont des nombres entiers, il est facile de placer les différents satellites.

Si $\frac{n_C}{p}$ et $\frac{n_A}{p}$ ne sont pas des entiers posons :

$$\frac{n_C}{p} = n'_C + \varepsilon; \quad \frac{n_A}{p} = n'_A + \varepsilon' \quad (\varepsilon \text{ et } \varepsilon' < 1)$$

Pour monter un satellite autre que le premier il faut monter sa denture en lui faisant effectuer une rotation correspondante à ε d'une part et ε' d'autre part, d'où nécessairement pour que les satellites soient régulièrement répartis $\varepsilon = -\varepsilon'$ donc :

$$\frac{n_A}{p} + \frac{n_C}{p} = n'_A + \varepsilon + n'_C + \varepsilon' = n'_A + n'_C$$

ce qui s'exprime en disant que :

$\frac{n_A + n_C}{p}$ est un nombre entier. La somme des nombres des dents des planétaires doit être divisible par le nombre des satellites.

Si le nombre des satellites est pair la première condition est vérifiée automatiquement car dans cette hypothèse $n_A + n_C$ est pair donc n_A et n_C sont de même parité.

c) Généralisation de la formule de Willis.

Considérons le dispositif suivant (fig. 82) :

Une roue dentée M de m dents et une roue dentée N de n dents sont montées folles sur l'arbre O.

La roue dentée M commande la roue dentée N de la façon suivante :

La roue dentée M engrène avec une roue M_1 solidaire d'une roue N_1, M_1 et N_1 sont deux roues clavetées sur l'arbre O_1.

La roue N_1 à son tour entraîne M_2 solidaire de N_2 qui engrène avec M_3, etc. On peut ainsi multiplier les trains intermédiaires;

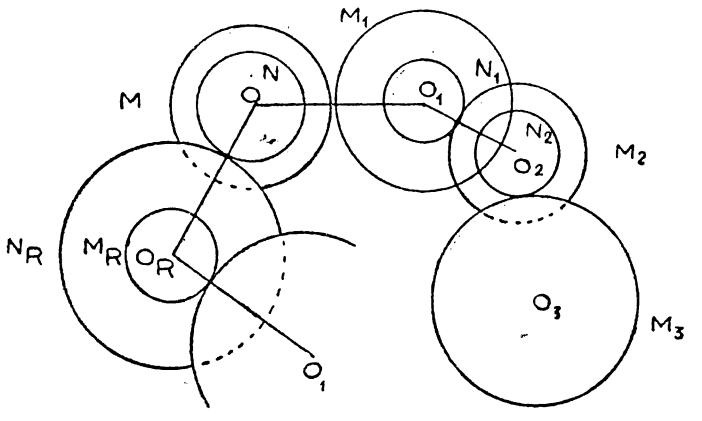


Fig. 82.

les roues M reçoivent le mouvement du train précédent et les roues N le transmettent au train suivant, les grandeurs relatives des roues M et N sont quelconques — finalement la roue N_k transmet le mouvement à la roue N.

Tous les axes O_1, O_2, O_k sont fixés sur un bâti.

Prenons comme plan de référence un plan perpendiculaire à la direction commune des axes O, O_1, O_2, O_k.

Désignons par ω affectés d'indices correspondants les vitesses des roues M, M_1, M_k;

Par ω affectés d'indices correspondants les vitesses des roues N, N_1, N_2, N_k.

Partons de la roue M et écrivons de proche en proche les relations exprimant la transmission des vitesses angulaires.

$$\frac{\text{Vitesse de M}}{\text{Vitesse de M}_1} = \frac{\Omega}{\Omega_1} = -\frac{m_1}{m}.$$

(Le signe moins indiquant que les roues tournent en sens inverse l'une de l'autre.)

$$\Omega_1 = \omega_1 \qquad \text{de même} \qquad \Omega_k = \omega_k.$$

(Les deux roues sont solidaires l'une de l'autre.)

$$\frac{\omega_1}{\Omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{m_2}{n_1}$$

$$\frac{\omega_2}{\Omega_3} = -\frac{m_3}{n_2}$$

$$\frac{\omega_{k-1}}{\Omega_K} = -\frac{m_k}{n_{k-1}}$$

$$\frac{\omega_k}{\omega} = -\frac{n}{n_k}.$$

Ce que nous voulons obtenir c'est le rapport $\frac{\Omega}{\omega}$ des vitesses angulaires des roues M et N.

Multiplions membre à membre cette suite de rapport. Il vient :

$$\frac{\Omega}{\omega} = (-1)_k \frac{m_1}{m'} \cdot \frac{m_2}{n_1} \frac{m_3}{n_2} \cdots \frac{n_{k-1}}{m_k} \frac{n_k}{n_k} = (-1)_k \frac{m_1 m_2 \ldots m_k n}{m n_1 n_2 \ldots n_k}.$$

Le deuxième membre s'appelle la raison du train d'engrenage q.

Dans le cas où tous les pignons engrènent extérieurement, on a :

$$\frac{\Omega}{\omega} = (-1)_k\, q.$$

Si certains engrenages se font intérieurement le signe est donné par l'expression $(-1)k'$, k' étant le nombre d'engrenages extérieurs ($K' \leqslant K$).

Autrement dit le signe de q est déterminé par la règle suivante :

1° Si tous les engrènements sont par denture extérieure :

— pour un nombre pair d'engrènements, q est positif (M et N tournent dans le même sens);

— pour un nombre impair d'engrènements, il est négatif;

2° Un engrènement à denture intérieure ne modifie pas le sens de rotation.

Il doit donc être compté pour zéro dans le compte du chiffre k ;

3° Les engrènements par couple conique suivent la loi de Willis, mais le sens de rotation qui dépend de la place relative des deux pignons et de l'observateur ne peut être précisé par une règle générale.

Supposons maintenant que le châssis sur lequel sont fixés les paliers O_1, O_2, O_k puisse tourner autour de O sur lequel il est monté fou. Nous avons alors réalisé un train épicycloïdal du type général.

Dans un train épicycloïdal on doit donc trouver deux roues montées folles sur un axe O reliées l'une l'autre par une série de roues axées sur des pivots O, O_2..., O_i, O_k montés sur une chape indéformable tournant autour de l'axe O.

Les roues M et N portent souvent le nom de « planétaire », celles dont les axes sont animés d'un mouvement d'entraînement autour de O portent le nom de « satellites ».

Parfois on remplace « planétaire » par « solaire » et « satellite » par « planétaire ».

Supposons que la chape O, O_1, O_2 ...,O_k indéformable soit animée d'un mouvement d'entraînement de vitesse angulaire Ω autour de l'arbre O par rapport à un nouveau plan de référence fixe. Par rapport à la chape, les roues M et N sont animées de mouvements relatifs de vitesse angulaire ω'_M et ω'_N. Enfin par rapport au plan fixe de référence, M et N sont animées de mouvements absolus de vitesse angulaire ω_M et ω_N.

Pour un observateur qui tourne avec la chape à la vitesse Ω, les roues M et N tournent à des vitesses ω'_M et ω'_N telles que :

$$\frac{\omega'_M}{\omega'_N} = (-1)_{k'}\, q.$$

k' étant le nombre d'engrenages extérieurs.

D'autre part, la vitesse absolue de M ou de N est égale à la somme algébrique de la vitesse relative de M ou de N par rapport à la chape et de la vitesse d'entraînement de la chape.

$$\omega_M = \omega'_M + \Omega$$
$$\omega_N = \omega'_N + \Omega.$$

Il vient donc finalement :

$$\frac{\omega_M - \Omega}{\omega_N - \Omega} = (-1)_{k'}\, q.$$

C'est la formule de Willis, relation entre les vitesses absolues ω^M et ω^N des pignons M et N et celle Ω du bâti.

Etude statique.

Nous limiterons l'étude à celle du système épicycloïdal étudié au paragraphe *b* de l'étude cinématique (fig. 83).

Nous admettrons que les différents engrenages ont un rendement de transmission égal à l'unité et nous étudierons le cas où le pignon A recevant un couple moteur C_A, le train d'engrenages est en équilibre.

Le pignon A effectue sur B une poussée $F_1 = \frac{C_A}{R_A}$, et prend un appui $A_1 = F_1$ sur l'axe O.

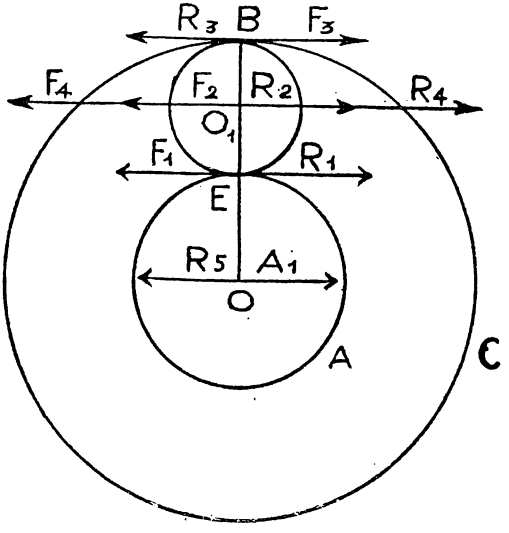


Fig. 83.

Le pignon B transmet la poussée F_1 à O_1 en F_2 ($F_1 = F_2$); par suite de la réaction R_2 du bâti E, O_1 reste immobile et B a tendance à tourner donnant à C une poussée $F_3 = F_1$. Cette poussée F_3 s'accompagne d'un effort $F_4 = F_3$ appliqué en O_1 et qui s'ajoute à F_2.

Les réactions $R_1 = F_1$ de B sur A, $R_2 = F_2$ de O_1 sur B, $R_3 = F_3$ de C sur B, suivie de $R_4 = F_4$ de O_1 sur C et de $R_5 = F_5 = A_1$ de C sur O assurent l'équilibre du système.

Finalement les forces actives sont :

F_1 sur A dont le moment par rapport à O est

$$F_1 \,.\, R_A = C_A$$

$F_2 + F_4 = 2F_1$ sur E dont le moment par rapport à O est :

$$2F_1 \left(R_A + \frac{R_A - R_C}{2} = 2F_1 \frac{R_A + R_C}{2} = F_1 (R_A + R_C) = C_E\right.$$

$-F_3 = F_1$ sur C dont le moment par rapport à O est :

$$F_1 \,.\, R_C = C_C.$$

Les valeurs ne dépendent que de la géométrie de l'engrenage, elles sont invariables quelles que soient les vitesses constantes des organes mobiles.

Si on fait le calcul en appliquant une force égale 2 F_1 sur E, on voit qu'elle se décompose en deux égales à F_1 appliquées l'une à la dent d'engrènement avec A, l'autre avec la dent d'engrènement avec C.

On obtient donc finalement pour le couple les mêmes valeurs que celles qui ont été trouvées en partant de l'effort appliqué au pignon A.

Si on adopte un signe positif pour le sens de rotation on vérifie que :

$$C_A + C_E + C_C = F_1R_A - F_1 (R_A + R_C) + F_1R_C = 0.$$

Cette équation peut aisément se généraliser par un calcul de proche en proche analogue à celui de la généralisation de la formule de Willis, elle ne présente ni difficulté, ni intérêt. Elle est indépendante de la géométrie du système.

Remarque I. — Le calcul permet d'évaluer les efforts que supportent les axes de train d'engrenages et le bâti sur lesquels ces axes prennent appui.

Remarque II. — Le calcul est le même que les engrenages soient simples ou épicycloïdaux compte tenu du fait qu'avec les engrenages simples les pignons A et C ne sont pas dans un même plan si la boîte est à prise directe.

Etude dynamique.

Nous nous bornerons toujours à l'étude du même cas simple.

Les pignons A et C et le bâti E étant mobiles, le théorème des travaux virtuels permet d'écrire :

$$C_A\omega_A + C_E\Omega + C_C\,\omega_C = 0$$

ou encore :

$$P_A + P_E + P_C = 0.$$

en appelant P_A, P_E, P_C les puissances appliquées aux pignons A et C et au bâti E.

Il est bien évident que la relation reliant les puissances est une conséquence de celle liant d'une part les vitesses et d'autre part les couples; la vérification par le calcul est immédiate.

Conclusion.

Finalement nous avons un système mécanique dans lequel, lorsqu'il y a équilibre, c'est-à-dire quand les vitesses sont constantes, les efforts et par suite les couples sont déterminés par la géométrie du système et dont les vitesses des trois organes mobiles sont liées par une seule relation. Ce mouvement est donc indéterminé. Pour

utiliser un tel organe il faut donc créer une liaison supplémentaire qui lie l'une à l'autre les vitesses de deux des organes, on peut donc :

a) Immobiliser un pignon ou le bâti :

— la formule de Willis qui se réduit alors à la formule des engrenages simples, donne la valeur de la vitesse de l'arbre mené en fonction de celle de l'arbre menant;

— la formule des puissances se réduit à deux termes (celui correspondant à l'organe immobilisé devient nul), on en déduit que le mécanisme conserve la puissance : les rapports des couples et des vitesses des arbres menant et mené sont inverses l'un de l'autre.

Le couple d'immobilisation est (fig. 83) égal à C_C ou C_E suivant que l'on bloque C ou E, on calcule ainsi les réactions du mécanisme sur le carter.

b) Claveter deux des organes l'un sur l'autre.

On voit immédiatement, et la formule de Willis le confirme, que les deux pignons et le bâti ont la même vitesse. L'ensemble forme un bloc, la puissance est intégralement transmise sans transformation, même vitesse et même couple (par exemple A étant le moteur, le couple transmis par le bâti est (voir plus haut) :

$$F_1 (R_A + R_C) - F_1 R_C = F_1 R_A = C_A).$$

c) Réaliser un montage tel que les vitesses relatives de deux organes soient fixes.

C'est le cas, par exemple, du différentiel d'un véhicule en marche tant qu'il n'y a pas perte d'adhérence : la vitesse d'une roue solidaire du pignon A est fixée par la trajectoire du véhicule en fonction de celle de l'autre roue du même essieu solidaire du pignon C. La puissance est encore intégralement conservée, mais elle se répartit sur les deux pignons A et C proportionnellement aux rapports constants des couples donnés par la géométrie du système et aux rapports des vitesses imposées par la liaison.

d) Régler la vitesse de l'arbre mené solidaire du bâti par exemple en freinant le pignon C (le pignon A étant moteur).

Le mouvement n'est possible que si le couple de freinage équilibre exactement le couple résistant. En effet supposons que l'on fasse croître le couple moteur C_A quand le couple C_E sera suffisant pour vaincre le couple de freinage, ou bien quand le couple C_C égalera le couple résistant, le bâti dans la première hypothèse, le pignon C dans la seconde se mettra à tourner l'autre restant fixe, il en sera de même si on augmente C_A (essai de démarrage d'un véhicule quand une des deux roues motrices manque d'adhérence).

Admettons que l'équilibre du couple de freinage et du couple résistant puisse être réalisé, la vitesse de l'arbre mené variera bien mais le couple sera constant, le mécanisme fonctionne comme un variateur de vitesse (couple constant, vitesse variable). La puissance utilisée pour vaincre le couple de freinage est perdue, elle est égale à $C_E \times \Omega$, le rendement sera donc d'autant plus mauvais que Ω sera plus élevé. Ce variateur de vitesse pourrait être à la rigueur utilisé comme embrayage très progressif.

Cet emploi du train épicycloïdal n'est pas utilisé en automobile.

NOTA. — Cette étude prouve que les innombrables boîtes de vitesses dites continues, basées sur des trains épicycloïdaux ne présentent ces qualités que dans l'esprit de l'inventeur ignorant ou du client naïf. Ces mécanismes ne seront pas cités autrement dans ce traité.

REMARQUE. — Il est peut-être utile pour compléter cette étude de trains épicycloïdaux de montrer que dans un tel mécanisme certaines pièces sont soumises à des accélérations donc à des forces d'inertie qui sont plus importantes que l'on pourrait le croire et qui limitent les possibilités de réalisation.

Nous allons calculer l'accélération à laquelle est soumise un point xy de la périphérie d'un satellite (fig. 80).

En conservant les notations habituelles (R_E distance $O_1 O_2$) et t désignant le temps à partir de l'instant où le bâti passe par l'axe ox fixe, on a évidemment :

$$\begin{cases} x = R_E \cos \Omega\, t + R_B \cos \omega_B t \\ y = R_E \sin \Omega\, t + R_B \sin \omega_B t \end{cases}$$

d'où en admettant que les vitesses soient constantes :

$$\begin{cases} \dfrac{dx}{dt} = - R_E\, \Omega \sin \Omega t - R_B\, \omega_B \sin \omega_B t \\ \dfrac{dy}{dt} = - R_E\, \Omega \cos \Omega t + R_B \omega_B \cos \omega_B t \end{cases}$$

et

$$\begin{cases} \dfrac{d^2x}{dt^2} = - R_E \Omega^2 \cos \Omega t - R_B\, \omega^2_B \cos \omega_B t \\ \dfrac{d^2y}{dt^2} = - R_E\, \Omega^2 \sin \Omega t - R_B\, \omega^2_B \sin \omega_B t \end{cases}$$

$$\gamma^2 - \left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)^2 = R^2_E \Omega^4 + R^2_B\, \omega^4_B + 2\, R_E\, R_B\, \Omega^2 \omega^2 \cos (\Omega - \omega_B) t$$

$$\gamma \text{ max} = \sqrt{R^2_E\, \Omega^4 + R^2_B\, \omega^4_B + 2\, R_E\, R_B\, \Omega^2\, \omega^2}$$

EXEMPLE :

$$\text{Soient } \Omega = 3.000 \text{ t.-m.} = \frac{3.000 \times 2\pi}{60} \simeq 300 \text{ radians par seconde}$$

B fait 4 tours /par tour donc $\omega = 1.500$ radians par seconde.

$$R_E = 200 \text{ mm. } R_B = 100 \text{ mm.}$$

Ces données sont fortes mais ont été réalisées pratiquement.

$$\gamma \text{ max} = \sqrt{0{,}04 \times 3^4 \times 10^8 + 0{,}01 \times 225 \times 10^8 + 0{,}4 \times 0{,}1 \times 9 \times 225 \times 10^8 \times 2}$$

$\gamma\, m \simeq 385.000$ m.-s². soit 38.500 fois environ l'accélération de la pesanteur.

Il ne faut pas oublier que cette accélération est variable et que le maximum se reproduit avec une période de :

$$T = \frac{2\pi}{\Omega - \omega^2} = \frac{2\pi}{1.200} \simeq \frac{1}{200}; \text{ c'est-à-dire 200 fois par seconde.}$$

Au module 10 (20 dents) et sur 30 millimètres de long, la dent pèse environ 80 grammes, sa section avoisine 600 mm², elle est soumise à un effort supérieur à 3 tonnes; l'effort tranchant sur la dent est de l'ordre de 5 kg./mm², le moment fléchissant la fait travailler à 60 kg.-mm².

Ce calcul n'avait d'autre but que d'établir d'une façon péremptoire que les satellites doivent être bien équilibrés et construits en métaux à haute résistance et aussi légers que possible.

Un calcul identique relatif aux billes d'un roulement à billes dont on voudrait équiper le satellite donne pour les billes une accélération de 16.000 m.-sec²; on conçoit que dans ces conditions on n'utilise pas les roulements à billes dans les bâtis à trains épicycloïdaux.

II. — Application des trains épicycloïdaux. aux boîtes de vitesses.

Un grand nombre de boîtes de vitesses modernes est constitué par des trains d'engrenages épicycloïdaux. Les constructeurs ont cherché à obtenir par ce moyen :

1° Une augmentation du rendement mécanique;

2° Une augmentation du silence;

3° Une diminution du poids et de l'encombrement;

4° Principalement, une plus grande facilité de manœuvre en supprimant complètement l'opération qui, sur les boîtes à engrenages simples, consistait à mettre en prise deux pignons dentés par coulissement de l'un d'eux.

Principe.

Train épicycloïdal.

Le train représenté schématiquement sur la figure 84, aussi appelé train épicycloïdal complexe par opposition au train épicycloïdal simple dont nous parlerons plus loin, équipait la boîte de vitesses de la célèbre Ford T « L'Araignée », il est rarement employé maintenant, aussi, nous n'en ferons l'étude qu'à titre documentaire.

Il se compose essentiellement de :

1° Un arbre primaire P et un arbre secondaire S dans le prolongement l'un de l'autre. L'arbre P porte un pignon A, dit « Planétaire ». L'arbre S porte un planétaire D;

2° Un ou plusieurs arbres intermédiaires I, solidaires d'un châssis E pouvant tourner autour de l'axe P-S. Ces arbres I portent chacun

un groupe de deux pignons satellites B et C, solidaires entre eux, fous sur l'arbre I et tels que B engrène sur A et C sur D.

Ce train épicycloïdal offre de remarquables propriétés que nous allons étudier :

Appelons ω_P la vitesse angulaire de l'arbre P.

Appelons ω_S la vitesse angulaire de l'arbre S.

Appelons Ω la vitesse angulaire de l'arbre I et du châssis E, autour de l'axe P-S.

Soient a, b, c, d, le nombre des dents des pignons A, B, C, D.

La formule de Willis donne la relation entre ces différentes valeurs :

$$\frac{\omega_P - \Omega}{\omega - \Omega} = (-1)^2 \frac{b \cdot d}{a \cdot c} = \frac{b \cdot d}{a \cdot c} = q \qquad (A_1)$$

En appelant q le rapport $\frac{b \cdot d.}{a \cdot c.}$.

Pour que le système fonctionne en train épicycloïdal, il faudrait une liaison supplémentaire : on immobilise l'un des arbres P ou S. Si nous immobilisons le châssis E et, par conséquent les arbres I, le tout fonctionne comme un train d'engrenages simple.

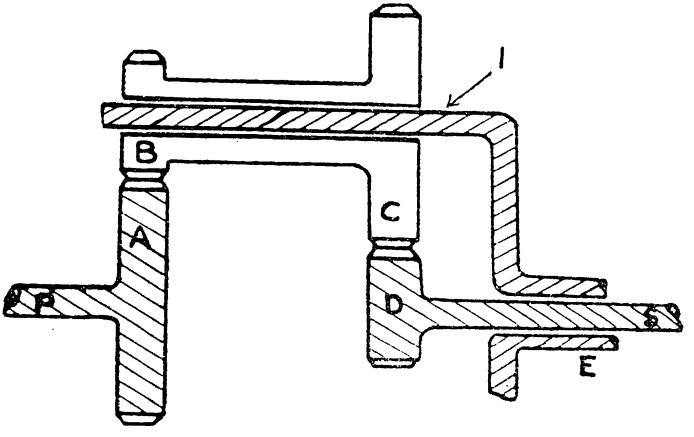


Fig. 84.

Train épicycloïdal. Schéma de principe.

Nous avons vu que dans tous les cas le rapport des vitesses et celui des couples sont inverses l'un de l'autre, la valeur commune ne dépend que du nombre des dents des pignons.

En désignant par C_P, C_S, C_E les couples des arbres primaire, secondaire et du bâti nous avons :

a) En immobilisant le châssis E :

$$\Omega = 0; \frac{\omega_P}{\omega_S} = \frac{C_S}{C_P} = q.$$

b) En bloquant par exemple l'arbre S, nous aurons :

$$\omega_S = 0.$$

La relation devient alors :

$$\frac{\omega_P - \Omega}{-\Omega} = q$$

d'où

$$\frac{\omega_P}{-\Omega} = \frac{C_E}{C_P} = 1 - q. \qquad (A_2)$$

Le tableau suivant montre les possibilités de ce train :

Valeur de q....	$q < 1$	$q = 1$	$1 < q < 2$	$q = 2$	$q > 2$
Valeur de $\frac{\omega_P}{\Omega}$..	$C < \frac{\omega_P}{\Omega} < 1$	0	$-1 < \frac{\omega_P}{\Omega} <$	-1	$\frac{\omega_P}{\Omega} > 2$
Sens de rotation des arbres P et I.	Même sens.	P ne tourne pas. I peut tourner à une vitesse quelconque.	Sens inverse.		
Rapport de vitesse entre P mené et I menant.	Démultiplication.		Démultiplication.	Même vitesse.	Surmultiplication.
Rapport du couple entre P mené et I menant.	Surmultiplication.	$C_E = 0$ $C_P = C_S$	Surmultiplication.	Même couple.	Démultiplication.

Ainsi, avec un tel système, il suffit de choisir convenablement le nombre de dents des pignons pour démultiplier ou surmultiplier, conserver un sens de rotation ou l'inverser.

Prenons un exemple (fig. 85).

Soient les pignons A, B, C, D, dont le nombre de dents est : $a = 40$, $b = 50$, $c = 60$ et $d = 30$ (il faut $a + b = c + d$).

Donc

$$q = \frac{50 \times 30}{60 \times 40} = \frac{5}{8}.$$

Remarquons que le schéma de montage est différent du précédent en ce que l'arbre S est concentrique à l'arbre P et peut être immobilisé par la clavette H et que l'arbre de sortie du mouvement est solidaire du châssis E et par conséquent des arbres I.

Immobilisons D par la clavette H et calculons la vitesse angulaire de l'arbre P si l'arbre E tourne à 2.000 t.-m., en appliquant la relation A_2.

$$\frac{\omega_P}{2.000} = 1 - \frac{5}{8} = \frac{3}{8},$$

d'où :

$$\omega_P = 750 \text{ t.-m.}$$

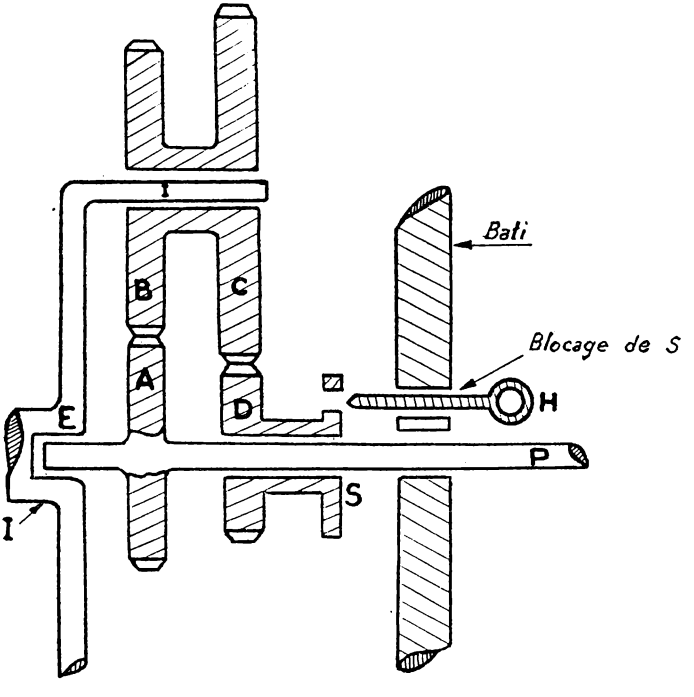


Fig. 85. — *Train épicycloïdal.*

Le train épicycloïdal simple (fig. 86 *a* et *b*).

Ce type de train, appelé aussi train hypocycloïdal se compose de :

1° Un arbre primaire P portant un planétaire A;

2° Une couronne C;

3° Plusieurs satellites B tournant fous sur des arbres S′ solidaires d'un arbre S dans le prolongement de l'arbre P;

4° Enfin, la couronne C peut être soit immobilisée par une bande de frein F, soit rendue solidaire de l'arbre P par une clavette H.

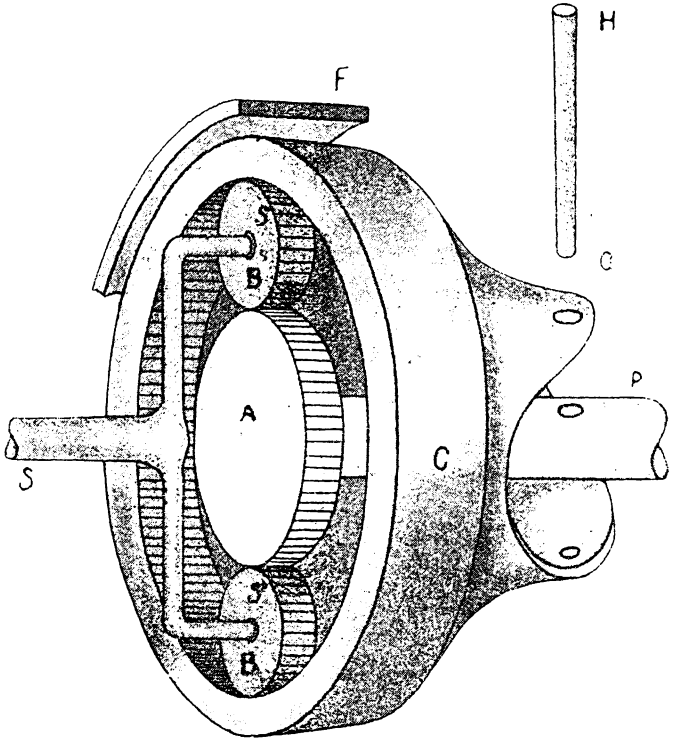


FIG. 86 *a*.
Schéma de principe d'un train épicycloïdal simple.

La figure 86 *b* représente un autre schéma possible de montage dans lequel l'arbre secondaire est solidaire de la couronne.

Reprenons la figure 86 *a* et étudions les possibilités de ce train.

Appelons Ω la vitesse angulaire de l'arbre S porte-satellite.

Appelons ω_P la vitesse angulaire de l'arbre P porte-planétaire.

Appelons ω_C la vitesse angulaire de la couronne.

Et a, b, c, le nombre de dents du planétaire A, des satellites B et de la couronne C.

La formule de Villis liant ces valeurs s'écrit :

$$\frac{\omega_p - \Omega}{\omega_c - \Omega} = -\frac{b \cdot c}{a \cdot b} = -\frac{c}{a}.$$

Nous voyons que le nombre de dents des satellites B n'intervient pas et, si nous appelons q le rapport $\frac{c}{a}$

$$\frac{\omega_p - \Omega}{\omega_c - \Omega} = -q. \qquad (B_1)$$

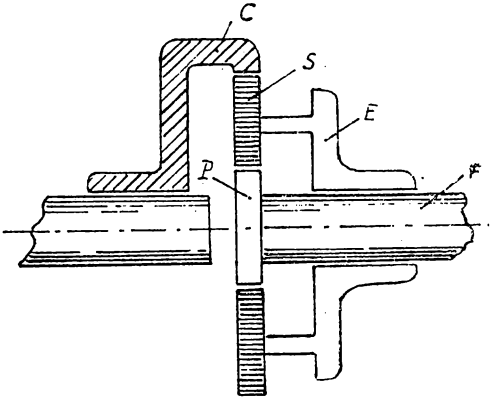


FIG. 86 *b*.

Nous pouvons considérer trois cas :

1er CAS. — La couronne C est freinée :

$$\omega_c = 0.$$

La relation (B_1) devient :

$$\frac{\omega_p}{\Omega} = 1 + q. \qquad (B_2)$$

2e CAS. — L'arbre S porte-satellites est immobilisé.

$$\Omega = 0.$$

La relation (B_1) devient :

$$\frac{\omega_p}{\omega_c} = -q. \qquad (B^3)$$

P et C tournent en sens inverse. L'ensemble fonctionne comme un train d'engrenages simple.

3e Cas. — C et P sont rendus solidaires par la clavette H. L'ensemble forme, alors bloc et tout se passe comme si l'arbre P et l'arbre S ne formaient qu'un tout.

En effet :

$$\omega_c = \omega_p$$

et par conséquent :

$$\Omega = \omega_c = \omega_p. \qquad (B_4)$$

Nous avons déjà dit que dans les deux premiers cas le rapport du couple est l'inverse de celui des vitesses et que dans le 3e cas le couple et la vitesse sont conservés.

Prenons un exemple. Soit $a = 30$ et $c = 60$. Supposons C freinée et l'arbre porte-satellites S tournant à 100 t.-m. Appliquons la relation (B_2) pour calculer la vitesse de rotation de l'arbre P. Nous obtenons :

$$\frac{\omega_p}{100} = 1 + q$$

or :

$$q = \frac{c}{a} = \frac{60}{30} = 2$$

et $\omega_p = 300$ t.-m. Il y a donc surmultiplication de S à P. Si le mouvement va de P à S, nous aurons une démultiplication. Pour les couples la variation est en sens contraire, le couple est divisé par 3 si le mouvement va de S à P et multiplié par 3 si le mouvement va de P à S.

Dans ce type de train, il existe plusieurs modes de fonctionnement, chacun des éléments le composant pouvant être soit moteur, soit récepteur. Voici, par exemple une application dans laquelle la couronne est motrice et l'arbre porte-satellites est récepteur : un des trains épicycloïdaux de la boîte hydramatic équipant le char léger M5A1 (fig. 97). Dans ce train la couronne C est solidaire du vilebrequin et le mouvement sort par l'arbre creux A porte-satellites. Le planétaire P peut soit être immobilisé par une bande de frein F, soit être rendu solidaire du châssis porte-satellites grâce à un embrayage E commandé par pression d'huile amenée par la canalisation F du palier H.

Avantages et inconvénients des boites a trains d'engrenages épicycloidaux.

Avantages. — Amélioration du rendement : en effet, chaque train comprend au minimum, 3 satellites. La surface de contact étant accrue, le taux de travail imposé aux pignons est moindre. En prise directe, la boîte forme bloc; il n'y a alors aucun mouvement relatif, donc rendement très élevé et silence absolu.

A capacité de transmission égale, ces boîtes sont d'un encombrement et d'un poids inférieurs à ceux des boîtes à train d'engrenages simples.

Enfin, elles sont d'une grande facilité de manœuvre. En effet chaque changement de combinaison est obtenu par une manœuvre de freinage ou d'embrayage donnant par conséquent une certaine progressivité dans la manœuvre de changement et, d'autre part, le conducteur n'a pas à s'inquiéter de la vitesse relative des pignons à engrener puisqu'ils sont toujours en prise.

Inconvénients. — Prix de revient plus élevé.

Réparations plus délicates.

Description et fonctionnement des boites a trains d'engrenages épicycloidaux.

Ces boîtes peuvent être classées en trois catégories principales :

1° Boîtes à commande mécanique (exemple Wilson, Ford T) (1);

2° Boîtes électro-magnétiques à commande semi-automatique (exemple Cotal);

3° Boîtes à commande automatique.

Dans les deux premières catégories, le freinage ou le clavetage des trains épicycloïdaux est commandé mécaniquement ou électriquement par action du conducteur qui décide de l'opportunité du changement de vitesse.

Dans la troisième catégorie, ces opérations se font automatiquement sans intervention du conducteur.

---

(1) La boîte Ford T ne se rencontre plus, elle n'est citée que parce qu'elle est la première boîte à trains épicycloïdaux qui ait été réalisée (2 vitesses avant, 1 vitesse arrière réalisées par trois trains épicycloïdaux complexes), sa commande est entièrement effectuée par le conducteur (frein à ruban agissant sur les couronnes).

1° Boîtes à commande mécanique.

La boîte Wilson (fig. 87, 88, 89).

1° *Généralités.*

Cette boîte est appelée « Préselective » car elle permet au conducteur de préparer à l'avance la combinaison dont il estime pouvoir avoir besoin. Lorsqu'il voudra employer cette combinaison, il n'aura qu'à agir sur une pédale. L'opération du changement de vitesse est donc extrêmement simplifiée, tellement que la boîte peut être considérée comme semi-automatique.

Illustrons ceci par un exemple :

Le véhicule roule en quatrième vitesse sur une route qui descend en pente douce. A 500 mètres un virage, le reste de la route est masqué, mais il semble que la pente soit beaucoup plus importante. Le conducteur place sa manette sur le chiffre 3. Si, en arrivant au virage, la route permet de continuer en quatrième, le conducteur replacera sa manette sur 4, si par contre, il se trouve devant une forte descente avec des virages difficiles, il appuiera sur sa pédale de commande et dès qu'il la relâchera, la troisième vitesse sera automatiquement engagée.

2° *Avantages de cette boîte.*

Aux avantages communs aux boîtes à train épicycloïdaux que nous avons énumérés plus haut, il faut ajouter celui qui résulte de la possibilité de passer instantanément et sans difficulté, d'une vitesse à une autre, par exemple de quatrième en première, ce qui donne un freinage de secours très puissant.

3° *Description.*

Cette boîte donne quatre vitesses en marche avant et une vitesse en marche arrière. Elle comporte quatre trains épicycloïdaux dont trois sont utilisés pour les 1re, 2e et 3e vitesses en marche avant et le quatrième est utilisé pour la marche arrière. La prise directe ou 4e vitesse est obtenue par un embrayage à cônes directs E-D qui clavette l'ensemble de la boîte.

Quatre bandes de freins dont nous étudierons plus loin l'organisation et le fonctionnement, permettent d'immobiliser l'un des tambours de marche AR, de 1re, de 2e ou de 3e vitesse.

L'arbre primaire P porte :

a) Coulissant sur lui, le cône d'embrayage mâle E de prise directe;

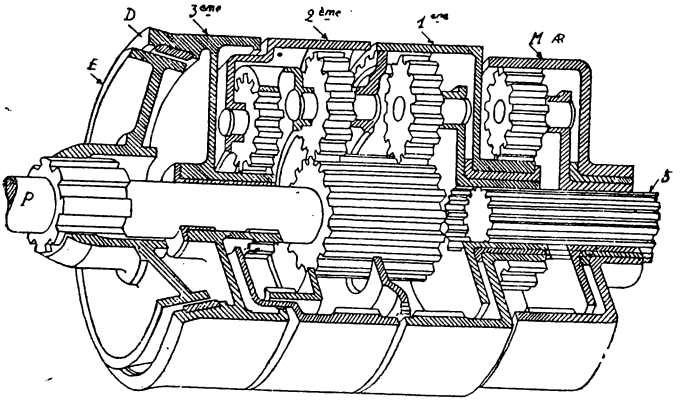


FIG. 87. — *Coupe de la boîte Wilson.*

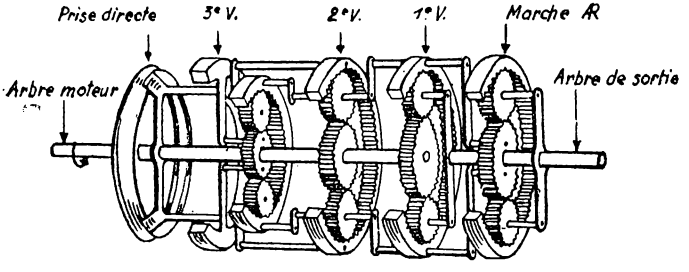


FIG. 88. — *Schéma de la boîte Wilson.*

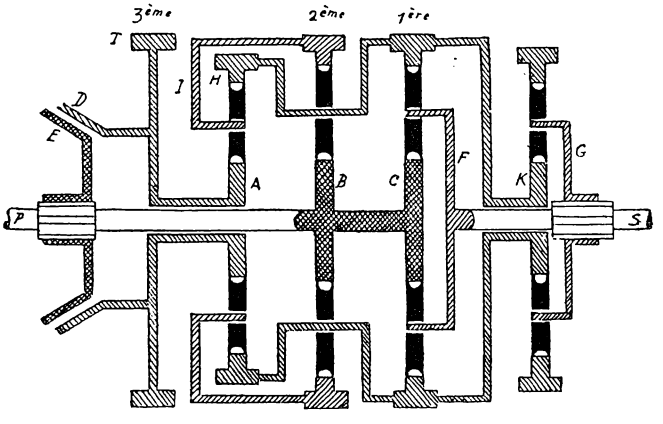


FIG. 89. — *Coupe schématique de la boîte Wilson.*

b) Fou sur lui, le planétaire A du train épicycloïdal de troisième vitesse. Ce planétaire est solidaire du cône d'embrayage femelle D de prise directe et du tambour de freinage de troisième vitesse;

c) Clavetés sur lui, les planétaires B et C des trains épicycloïdaux de 2e et de 1re (en réalité ces deux planétaires sont réunis en un seul pignon).

L'arbre secondaire S porte :

a) Fou sur lui, le planétaire K du train épicycloïdal de marche arrière; K est lui-même solidaire de :

— la couronne du train épicycloïdal de 1re;
— des arbres porte-satellites du train de 2e;
— de la couronne du train épicycloïdal de 3e.

b) Clavetés sur lui, les châssis F et G portant les arbres de satellites du train de 1re et du train de marche arrière.

Enfin, indépendant des arbres P et S, il y a l'ensemble constitué par le châssis portant les satellites du train de 3e et la couronne du train de 2e.

4° *Fonctionnement de la boîte Wilson.*

Pour simplifier l'application de ces formules nous admettons que le rapport q de chacun des trains épicycloïdaux est égal à 3, soit par exemple 60 dents pour les couronnes et 20 dents pour les planétaires.

a) *Point mort.* — Tous les freins sont desserrés. L'arbre P fait tourner les planétaires B et C qui entraînent leurs satellites correspondants. Les satellites de 1re vitesse tournent sur eux-mêmes et entraînent en sens inverse, la couronne correspondante et le planétaire K. Il n'y a pas entraînement du secondaire. Si nous cherchions le sens de la vitesse de rotation des différents éléments et si nous appelions $\omega\ p$ la vitesse de l'arbre P, nous aurions avec l'hypothèse faite :

$$\omega_K = -\frac{\omega_p}{3}$$

et :

$$\omega_A = \frac{7\omega_p}{27}$$

Nous verrions, de plus, qu'aucun élément ne tourne à une vitesse supérieure à celle du primaire.

b) *Première vitesse.* — La couronne de la 1re vitesse C_1 est freinée.

Le planétaire C entraîne le châssis F porte-satellites dans le même sens et à une vitesse réduite donnée par la relation B_2.

$$\frac{\omega_p}{\Omega} = 1 + q$$

donc puisque nous avons admis $q = 3$

$$\frac{\Omega_F}{\omega_c} = 4$$

or par construction :

$$\omega_c = \omega_p$$

$$\Omega_F = \frac{\omega_p}{4} = \omega_S \ (\Omega_F \text{ et } \omega_S \text{ vitesses de F et de S}).$$

La multiplication en 1re est donc de 1/4.

c) *Deuxième vitesse.* — Le couronne de 2e vitesse C_1 est seule freinée. Le train de deuxième vitesse fonctionne donc exactement comme le train de 1re dans le cas précédent. Le châssis portant les satellites des deux vitesses et, par conséquent, la couronne de 1° C_1 qui est en solidaire, tourneront à une vitesse égale à $\frac{\omega p}{4}$.

La réduction donnée alors par le train de 1re sera moins grande que dans le cas précédent. En effet, appliquons la relation B_1 faisant $q = 3$

$$\frac{\omega_c - \Omega_F}{\omega_{c1} - \Omega_F} = -3$$

or : $\omega_{c1} = \frac{\omega_c}{4}$ et $\Omega_F = \omega_S$

d'où : $\omega_S = \frac{7\omega_p}{16}$.

d) *Troisième vitesse.* — Le planétaire A est seul freiné. La transformation est ici plus complexe.

Dans le train de 3e vitesse :

$$\omega_A = 0$$

et puisque nous admettons que la raison de l'engrenage est 3 :

$$\frac{0 - \Omega_1}{\omega_H - \Omega_1} = -3$$

d'où nous tirons :

$$\Omega_1 = \frac{3}{4}\,\omega_H. \qquad (1)$$

Dans le train de deuxième vitesse :

$$\Omega \text{ bâti} = \omega_H \qquad \text{puisqu'ils sont solidaires,}$$

$$\omega_B = \omega_P \qquad \text{puisqu'ils sont solidaires,}$$

$$\omega_{C2} = \Omega_J = \frac{3}{4}\,\omega_H \quad \text{puisqu'ils sont solidaires}$$

et comme :

$$\frac{\omega_B - \Omega \text{ bâti}}{\omega_{C2} - \Omega \text{ bâti}} = -3.$$

nous pouvons écrire :

$$\frac{\omega_P - \omega_H}{\frac{3}{4}\,\omega_H - \omega_H} = -3$$

et par suite :

$$\omega_H = \frac{4}{7}\,\omega_P. \qquad (2)$$

Dans le train de première vitesse :

$$\omega_{C1} = \omega_H = \frac{4}{7}\,\omega_P$$

$$\omega_C = \omega_P \; ; \; \omega_S = \Omega_F$$

donc :

$$\frac{\omega_C - \Omega_F}{\omega_{C1} - F_F} = -3 \text{ donc } \frac{\omega_P - \omega_S}{\frac{4}{7}\,\omega_P - \omega_S} = -3$$

d'où :

$$\omega_S = \frac{19}{28}\,\omega_P.$$

En résumé, l'action des trains de troisième et de deuxième a pour résultat d'augmenter la vitesse de la couronne C_1 et par conséquent de diminuer la démultiplication du train de première par rapport aux combinaisons étudiées précédemment.

Nota. — Grâce à la répartition de l'accélération sur plusieurs trains, chaque accroissement de la vitesse de rotation de la couronne C_1 tout en augmentant la vitesse du châssis F et celle de l'arbre secondaire s'accompagne d'un ralentissement de la rotation des satellites sur leurs axes. C'est cette particularité qui, en conjonction avec les faibles charges imposées aux dentures, assure un bon rendement, particulièrement en troisième vitesse.

e) *Prise directe ou quatrième vitesse.* — Tous les freins sont desserrés; l'embrayage E-D est en position embrayé, l'ensemble de la boîte forme bloc.

En effet, $\omega_A = \omega_P$ et si nous reprenons le raisonnement fait pour la troisième vitesse :

nous aurons :

$$\frac{\omega_P - \Omega_I}{\omega_H - \Omega_I} = -3 \text{ (train de 3}^e \text{ vitesse)}$$

et :

$$\frac{\omega_P - \omega_H}{\Omega_I - \omega_H} = -3 \text{ (train de 2}^e \text{ vitesse).}$$

En ajoutant membre à membre ces deux équations on trouve :

$$\frac{\omega_H - \Omega_I}{\omega_H - \Omega_I} = -6 \quad \text{d'où} \quad \omega_H = \Omega_I$$

qui entraîne :

$$\omega_H = \Omega_I = \omega_P.$$

Donc quand E et D sont embrayés P, A, I, H forment un bloc tournant à la même vitesse ω_P.

C_2 solidaire de I et B tournant à la vitesse ω_P, le train de deuxième vitesse forme également un bloc tournant à la vitesse ω_P; il en est de même pour le train de première vitesse; il n'y a aucun mouvement relatif dans la boîte d'où un rendement excellent.

NOTA. — Il est intéressant de noter que les deux planétaires B et C contribuent aussi à transmettre le couple moteur de sorte que l'embrayage E-D n'a guère que le tiers du couple à transmettre, ce qui permet d'en réduire les dimensions.

f) *Marche arrière.* — La couronne C_{AR} est seule freinée, le reste de la boîte fonctionne donc comme au point mort et :

$$\omega_K = -\frac{\omega\rho}{3}.$$

En utilisant la relation B_2. nous trouverons la valeur de Ω_G c'est-à-dire de ω_S qui lui est égale :

$$\frac{\omega_K}{\omega_G} = 1 + 3 = 4$$

d'où :

$$\omega_S = -\frac{1}{12}\omega_P.$$

5° *Valeur du couple.*

Les vitesses étant obtenues par blocage de deux organes ou par réunion de deux d'entre eux nous savons que la puissance est

entièrement conservée, la démultiplication de la vitesse est égale à la multiplication du couple.

6° *Le système de présélection de la boîte Wilson.*

Le système de présélection se compose des freins permettant d'immobiliser l'un ou l'autre des tambours de la boîte et du mécanisme de commande de ces freins.

a) *Les freins* (fig. 90). — Ces freins se règlent automatiquement, le patinage n'est pas possible.

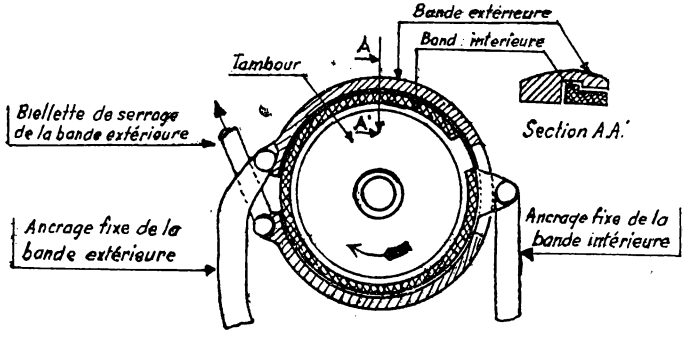


FIG. 90.
Mode d'action d'un frein.

Ils sont rigoureusement équilibrés, c'est-à-dire qu'ils n'exercent aucun effort de flexion aux arbres intérieurs ce qui rend inutile de mettre des paliers entre les différents trains.

Ils sont auto-serreurs, c'est-à-dire que le mouvement de rotation du tambour tend à les enrouler autour de lui et par conséquent, à les serrer lorsque le moteur entraîne le véhicule.

Ces freins sont composés de deux bandes concentriques. La bande extérieure ayant une surface de frottement égale à celle de la bande intérieure. Les bandes ont chacune un ancrage fixe en des points diamétralement opposés pour réaliser l'équilibrage; elles sont organisées pour que l'enroulement se fasse quand le tambour tourne dans le sens de la flèche.

b) *La commande de présélection* (fig. 91). — La bande intérieure X n'est pas commandée directement, c'est le serrage de la bande extérieure Z qui l'oblige à se serrer.

La bande extérieure Z est commandée par un ensemble composé de :

Une biellette I articulée sur une came triangulaire E.

Cette came E a son point d'articulation fixe à l'extrémité de la barre d'ancrage F. Son mouvement pourra être commandé par la béquille D.

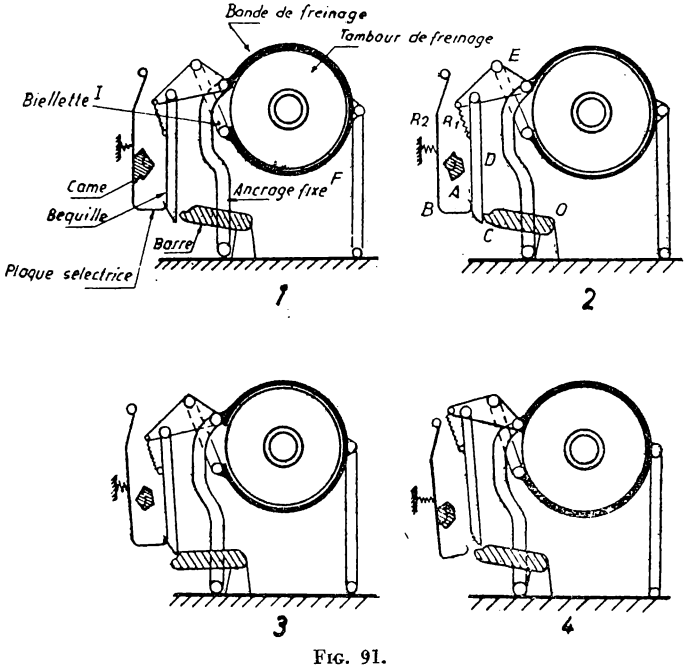


FIG. 91.

Boîte Wilson, commande présélective.

1. Vitesse au point mort.
2. Préparation de la vitesse.
3. Effet du débrayage.
4. Effet de l'embrayage.

B. Plaquette.
C. Barre omnibus.
D. Béquille.
E. Pièce triangulaire.

Cette béquille est constamment rappelée vers l'extérieur par le ressort R_1.

Une plaquette B est constamment repoussée vers l'intérieur par un ressort R_2, s'opposant donc à l'action du ressort R_1.

Une came A solidaire d'un arbre à cames commandé par la manette du changement de vitesses permet soit de repousser la plaquette B vers l'extérieur, soit de la laisser agir sur la béquille D.

Enfin, une barre omnibus C, solidaire d'un arbre commandé par la pédale de manœuvre peut agir sur la béquille D pour opérer le freinage du tambour considéré.

Chacun des trains épicycloïdaux de la boîte est commandé par un dispositif identique.

c) *Fonctionnement (point mort).* — Les quatre plaquettes B sont effacées vers l'extérieur. Aucune des béquilles D ne peut être mise en prise avec la barre omnibus. Tous les freins sont desserrés.

PRÉPARATION DE LA MISE EN PRISE (PRÉSÉLECTION).

Le conducteur place sa manette devant une graduation, 2 par exemple.

La came du train de deuxième vitesse s'efface. La plaquette B applique la béquille D contre la barre omnibus.

Action du conducteur sur la pédale.

Lorsque le conducteur appuie sur la pédale, la barre omnibus s'abaisse, l'extrémité biseautée de la béquille D s'engage dans l'encoche de la barre omnibus. En même temps, si une autre vitesse était engagée, la came correspondant à cette autre vitesse a effacé la plaquette B correspondante et la béquille D de cette autre vitesse quitte l'encoche de la barre omnibus sous l'action de son ressort R_1.

Enfin, lorsque le conducteur relâche la pédale, la barre omnibus lève la béquille D du train considéré et provoque le freinage du tambour.

Notons que l'abaissement de la pédale a toujours pour résultat d'isoler le moteur, puisqu'alors tous les freins sont desserrés.

Notons, enfin, que les véhicules munis d'une boîte Wilson ne comportent pas d'embrayage, toutefois la boîte Wilson peut être utilisée avantageusement avec un embrayage hydraulique.

2e Boites semi-automatiques à commande électro-mécanique.

Les boîtes de ce type utilisent soit des trains hypocycloïdaux : boîte Cotal.

Soit une combinaison de trains épi et hypocycloïdaux : boîte Salmson-Cotal.

Nous étudierons sommairement la boîte Cotal et nous ne donnerons qu'un aperçu schématique de la Salmson-Cotal.

LA BOITE COTAL.

1o *Description* (fig. 92).

Cette boîte donne quatre vitesses en marche AV et quatre vitesses en marche AR.

Elle comprend trois trains épicycloïdaux :

a) *Premier train* commandé mécaniquement par un levier à trois

positions placé sur le tableau de bord (marche AR, point mort et marche avant).

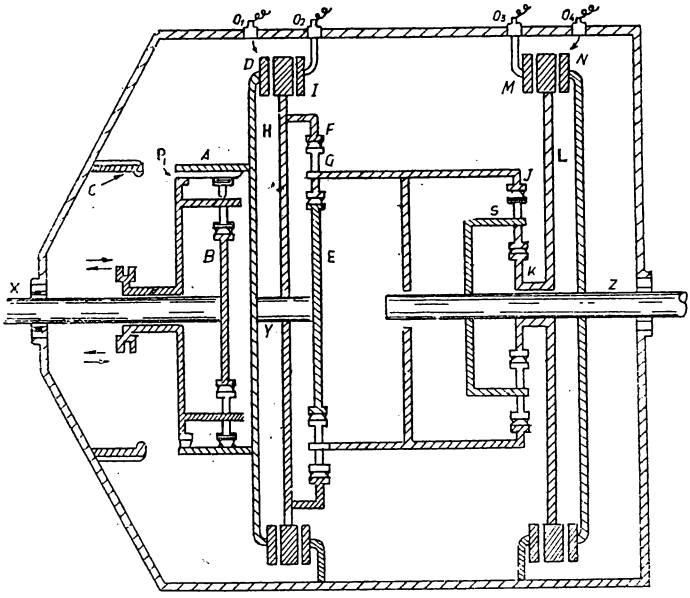


FIG. 92. — *Schéma de la boîte Cotal.*

Il comprend :

Un pignon de crabotage P_1 fou sur l'arbre primaire et portant les satellites;

Un planétaire B solidaire de l'arbre primaire X;

Une couronne A en prise constante avec les satellites et sur laquelle peut venir se craboter le pignon de crabotage P_1.

Enfin, une couronne C semblable à la couronne A est solidaire du carter de la boîte.

b) *Deuxième train* commandé électro-magnétiquement comprend :

Un planétaire E solidaire de l'arbre Y;

Un châssis porte-satellites G portant la couronne J du troisième train;

Une couronne dentée F, solidaire du plateau H monté fou sur Y.

c) *Troisième train*, commandé électro-magnétiquement, comprend :

Une couronne J solidaire du porte-satellites du deuxième train;

Un châssis porte-satellites solidaire de l'arbre de sortie Z;

Un planétaire K solidaire du plateau L et monté fou sur l'arbre Z.

d) *Electro-aimants.* — Ils ont la forme de couronnes.

Le deuxième train est commandé par un électro-aimant fixe I, tantôt par un électro-aimant mobile, fixé sur un plateau solidaire de l'arbre Y.

Le troisième train est commandé tantôt par un électro-aimant fixe M, tantôt par un électro-aimant mobile N, placé sur un plateau solidaire de l'arbre Z.

Le courant est envoyé aux électro-mobiles par charbon ou balai et bague.

e) *Graissage.* — Toutes les pièces en mouvement sont graissées par l'huile qui arrive sous pression par l'axe central et qui chemine dans des conduits radiaux jusqu'aux dents et aux roulements. Le plateau H tourne et entraîne de l'huile qu'il projette en partie sur les parois du carter en partie dans un godet. De ce godet, l'huile va à la pompe de circulation, pompe du type à palette. L'huile utilisée est une huile demi-fluide non graphitée pour qu'elle ne soit pas conductrice du courant électrique.

2° *Fonctionnement* (1).

a) *Premier train.* — Lorsque le levier est à la position de point mort de la boîte, le pignon P_1 n'est en prise ni avec A ni avec C.

Lorsque le levier est en position marche AV, le pignon P_1 est craboté avec la couronne mobile A, le train est bloqué, l'arbre Y tourne à la vitesse de l'arbre primaire X.

Lorsque le levier est à la position de marche AR, le pignon est en prise avec la couronne fixe C, le porte-satellites est immobilisé.

$$\omega_A = -\frac{R_B}{R_A}\omega_B\,; \qquad \frac{\omega_B - O}{\omega_A - O} = -\frac{R_A}{R_B}.$$

L'arbre Y tourne donc en sens inverse de X et à une vitesse réduite.

Le conducteur peut alors utiliser les quatre combinaisons de la boîte. Il y a donc possibilité d'avoir quatre vitesses en marche AR, chacune étant égale à la vitesse correspondante en marche AV multipliée par $-\frac{R_B}{R_A}$.

b) *Deuxième train.* — Si le courant est envoyé dans l'électro D, H donc la couronne F est alors solidaire de D et le deuxième train est bloqué. Pas de démultiplication.

---

(1) Nous adopterons les notations habituelles ω_A, R_A désignant la vitesse et le rayon de A.

Si le courant est envoyé dans I, H et la couronne F sont immobilisés :

$$\frac{\omega_E - \omega_G}{0 - \omega_G} = -\frac{R_F}{R_E}$$

ou :

$$\frac{\omega_E}{\omega_G} = \frac{R_F}{R_E} + 1; \qquad \omega_G = \frac{R_E}{R_F + R_E}\,\omega_E.$$

Ce train donne donc une multiplication de

$$\frac{R_E}{R_F + R_E}$$

et conserve le sens de rotation.

c) *Troisième train.* — Si le courant est envoyé dans N pas de réduction.

Si le courant est envoyé dans M, K est immobilisé :

$$\frac{\omega_J - \omega_S}{0 - \omega_S} = -\frac{R_K}{R_J}; \qquad \frac{\omega_J}{\omega_S} = \frac{R_K}{R_J} + 1; \qquad \omega_S = \frac{R_J}{R_K + R_J}\,\omega_J.$$

Ce train donne donc une multiplication de :

$$\frac{R_J}{R_K + R_J}$$

et conserve le sens de rotation.

Le fonctionnement de la boîte sera donc le suivant :

En première, les trains II et III sont démultiplicateurs et la multiplication totale sera :

$$\frac{R_E}{R_F + R_E} \cdot \frac{R_J}{R_K + R_J}, \text{ Z tourne dans le sens de Y.}$$

En deuxième, seul le train II est démultiplicateur et la multiplication est :

$$\frac{R_E}{R_F + R_E}, \text{ Z tourne dans le sens de Y.}$$

En troisième, seul le train III est démultiplicateur et la multiplication est :

$$\frac{R_J}{R_K + R_J}, \text{ Z tourne dans le sens de Y.}$$

En prise directe, les trains II et III sont bloqués, pas de démultiplication. Z tourne dans le sens de Y.

NOTA. — Il est rappelé que le rapport des couples transmis est inverse de celui des vitesses pour les raisons déjà expliquées.

3° *Avantages et inconvénients comparés à ceux de la boîte Wilson.*

Le passage des vitesses peut être obtenu en utilisant ou non l'embrayage. Dans le cas où l'embrayage n'est pas utilisé, ce sont les électro-aimants qui jouent le rôle de l'embrayage, mais l'action de cet embrayage magnétique est assez brutal et, seul, un bon conducteur ayant de l'oreille et connaissant bien son véhicule est capable de passer les vitesses sans qu'il y ait d'à-coup perceptible.

Il est possible comme dans la boîte Wilson, de passer directement de quatrième en première, à condition de débrayer.

Parmi les inconvénients de la boîte Cotal citons la dépense de courant électrique qui est de l'ordre de 1 ampère, et surtout le fait qu'en cas de panne du circuit électrique, il n'y a plus de transmission possible. Si, par exemple, la dynamo est en mauvais état et charge insuffisamment, il peut être impossible de rouler en première avec les phares allumés; si la batterie est déchargée il est impossible de mettre le moteur en marche en remorquant la voiture.

Enfin les deux boîtes Cotal et Wilson sont d'un prix élevé.

La boite Salmson-Cotal.

Cette boîte est conçue suivant le même principe que la précédente. Il existe deux différences principales (fig. 93).

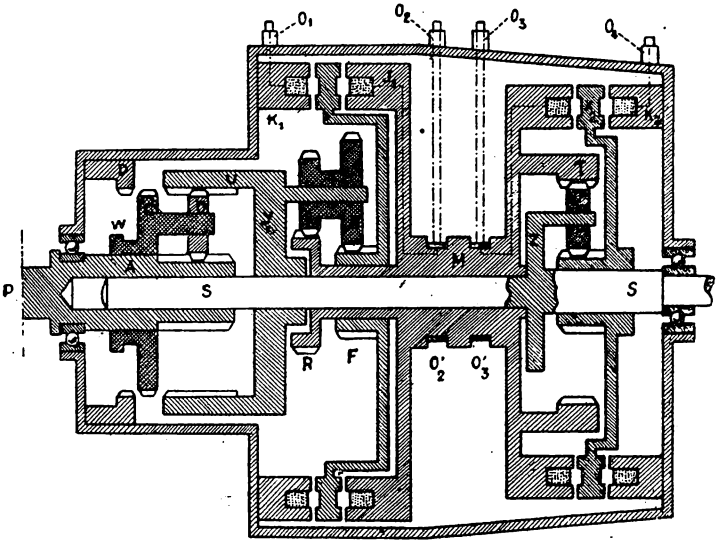


Fig. 93.
Boîte de vitesses électro-magnétique « Salmson-Cotal ».

1° Le deuxième train est épicycloïdal;

2° Les bagues et frotteurs des électro-aimants mobiles sont montés sur un manchon X et le diamètre des bagues est plus grand que dans la Cotal. La vitesse linéaire de ces bagues est donc plus grande et l'usure des charbons plus rapide.

3e Boites à commande automatique.

Il en existe de nombreuses réalisations, nous étudierons :

— une commande électro-magnétique;

— une commande hydraulique.

1° *Commande électro-magnétique* : boîte Fleischel-Cotal.

Cette boîte se compose de la boîte Cotal déjà décrite dont l'interrupteur qui commande les électro-aimants est actionné automatiquement par un déclencheur Fleischel.

Le principe de cet appareil est le suivant (fig. 94) :

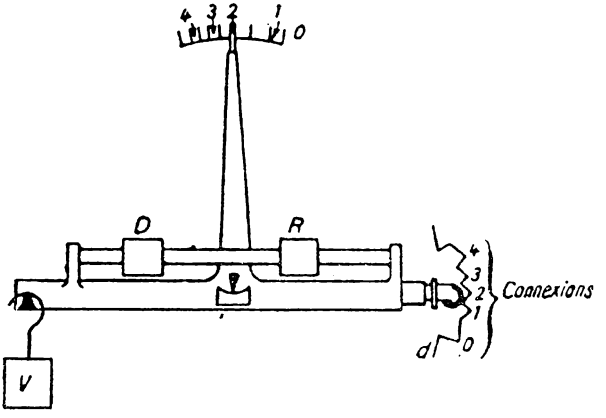


Fig. 94.
Réalisation de principe du déclencheur.

Une force V proportionnelle à la vitesse de la voiture agit à l'extrémité d'un fléau d'une balance tandis qu'une force D proportionnelle à la dépression et une force R antagoniste agissent de part et d'autre de l'axe du fléau (pratiquement ces forces variables ont des moments variables, effort constant et bras de levier variables avec la position de l'accélérateur).

Ce fléau porte un doigt distributeur de courant qui peut alimenter grâce à des plots appropriés 0, 1, 2, 3, 4, une boîte électro-magnétique et qui constitue en même temps une sorte de verrouillage en obligeant à un effort minimum pour déplacer le fléau.

La marche arrière reste à l'initiative du conducteur.

La réalisation du déclencheur Fleischel associée à la boîte Cotal est la suivante (fig. 95 et 96).

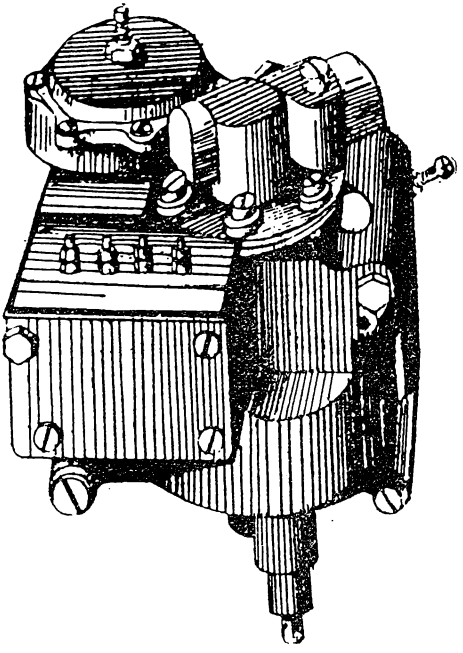


Fig. 95.
Déclencheur pour changement de vitesses électro-magnétique.

L'appareil est d'un encombrement de 120 millimètres dans tous les sens, il est relié en 5 par un câble bowden à l'arbre de transmission qui transmet la vitesse de rotation au régulateur centrifuge 6. La dépression du moteur est matérialisée par le mouvement de l'accélérateur relié au déclencheur par une tringlerie appropriée.

Sur la coupe représentée par la figure 96 on distingue le régulateur centrifuge 6, le bras de levier 7 qui joue le rôle du fléau de la balance et qui agit sur un levier denté 8 commandant la distribution du courant aux plots visibles sur la figure 95. Le ressort antagoniste 9 agit sur le galet 12 et par l'intermédiaire du balancier 13 sur le galet 14 qui prend appui sur le levier 8.

L'effort du ressort peut varier dans de grandes proportions suivant les positions des galets 12 et 14 par rapport au balancier 13. Cette position est réglée par le levier 15 relié à la pédale d'accélé-

rateur. Finalement le levier 7 est placé exactement dans les mêmes conditions de travail que le fléau de la balance de l'explication de principe.

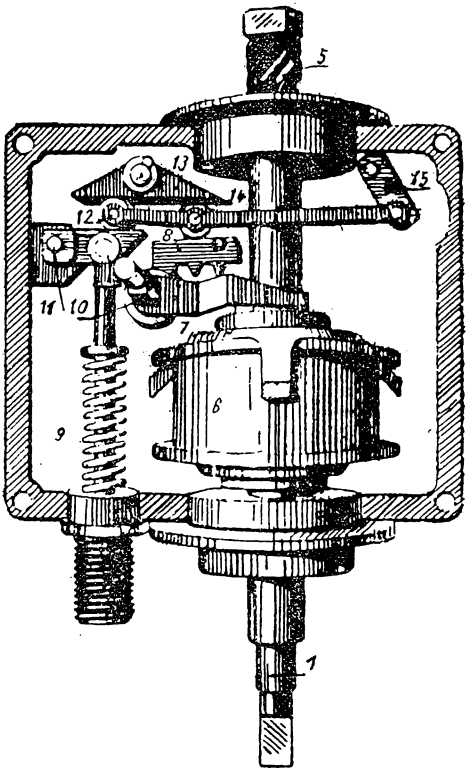


FIG. 96.
Déclencheur pour boîte de vitesses électro-magnétique.

Seul le levier 8 a besoin d'être adapté à chaque type de boîte de vitesses, les autres pièces sont communes à tous les types de boîtes.

2° *Commande hydraulique* : boîte hydramatic.

C'est une boîte à trains épicycloïdaux accouplée avec un embrayage hydraulique et dont l'automaticité est commandée par pression d'huile (fig. 97*a* et 97*b*).

Elle comprend deux ensembles élémentaires A et B séparés par un palier P, et d'autre part des organes de commande.

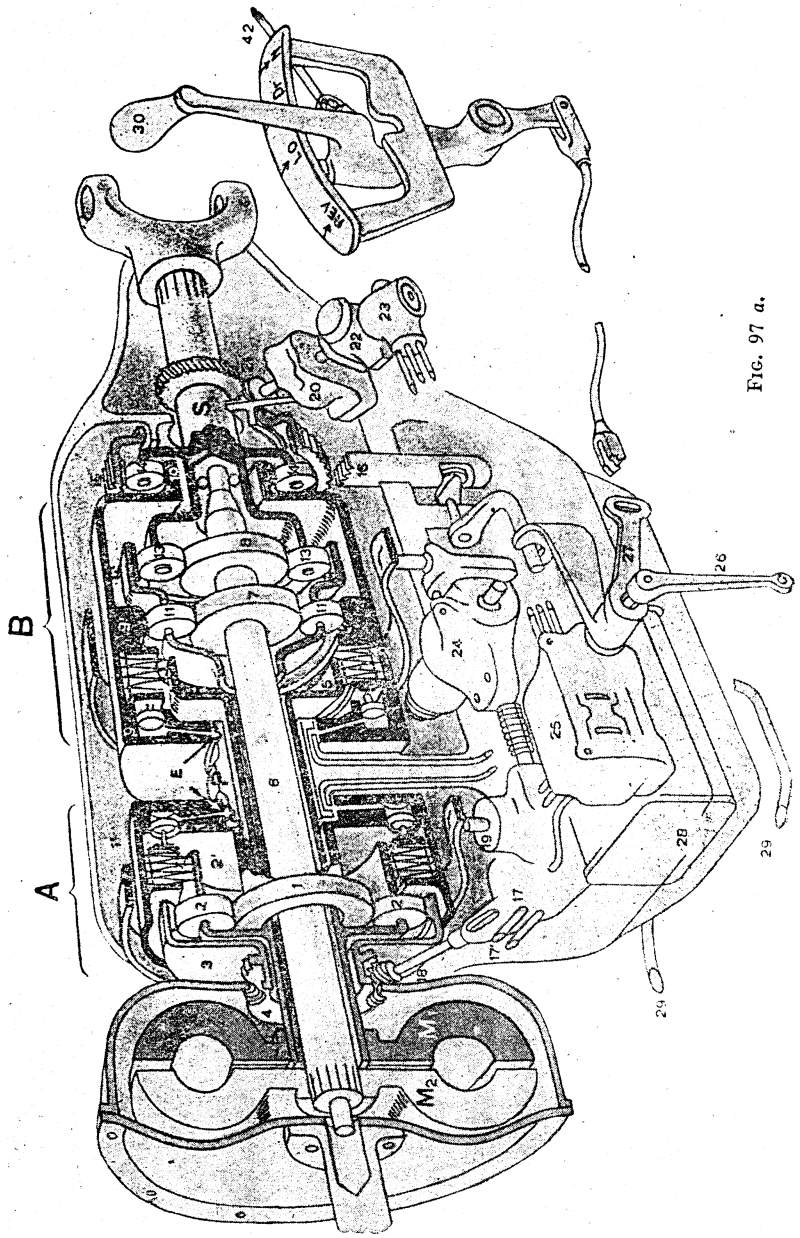

A
B
S
E
M1
M2
FREY
Dr
42
30
23
22
20
16
13
11
7
6
5
2'
2
3
4
1
19
17
24
25
26
27
28
29

FIG. 97 a.

Ensemble A. — L'ensemble A comporte un planétaire 1, un train de trois pignons satellites 2 et une grande couronne 3.

Le planétaire peut indifféremment se bloquer avec les satellites grâce à un embrayage à disque E_1 commandé par de petits pistons à huile (il n'y a dans ce cas aucune démultiplication), ou être immobilisé par l'application d'une bande de frein F_1, également commandée par l'huile, sur un tambour 1' solidaire de ce planétaire 1 (on obtient alors une démultiplication).

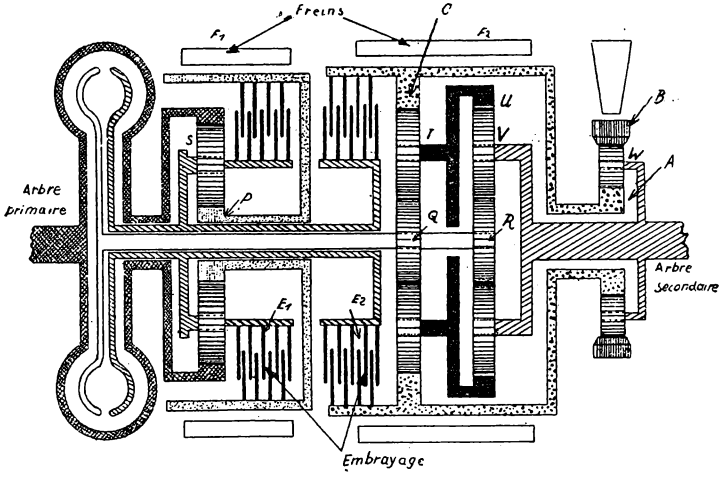


FIG. 97 *b*.
Schéma de la boîte de vitesses hydramatic.

S'il n'y a ni freinage, ni embrayage, le mouvement n'est pas transmis.

Les liaisons de ces différents organes avec le moteur et le reste de la boîte sont les suivantes :

Le vilebrequin du moteur porte un volant creux servant de carter à l'embrayage hydraulique.

Mais ce volant n'est directement attaché à aucun des moulinets. Par contre, il est solidaire de la grande couronne 3 de A par l'intermédiaire d'un entraînement amortisseur 4. Cette grande couronne n'est au fond que le prolongement du vilebrequin.

Démultiplié ou non par A suivant la disposition de l'embrayage ou de la bande de frein, le mouvement sort par un arbre creux portant :

1° Les trois satellites 2 et la cloche intérieure 2' de l'embrayage E_1 de A;

2° Le moulinet entraîneur M_1:

3° La cloche intérieure 5 de l'embrayage E_2 de B.

D'après ce qui précède, l'ensemble de ces trois organes portés par l'arbre creux peut donc tourner à deux vitesses fournies par A :

— celle du moteur si l'embrayage est en prise;

— ou une démultiplication de celle du moteur si le frein est serré.

Le moulinet entraîneur M_1 embraye à son tour le moulinet entraîné M_2 qui se trouve fixé sur un arbre intérieur 6 traversant A et B, ayant un nez à chaque extrémité et portant deux pignons identiques 7 et 8 clavetés côte à côte sur lui.

Ensemble B. — Le mouvement y arrive par l'arbre 6 et la cloche intérieure 5 de l'embrayage, la cloche extérieure étant constituée par le tambour 9 de B qui porte en plus une grande couronne intérieure 9' et un pignon extérieur 10.

La grande couronne 9' forme avec le pignon 7 un train épicycloïdal dont les satellites 11 sont montés sur un boîtier indépendant comportant une grande couronne 12.

La grande couronne 12 forme avec le pignon 8 un train épicycloïdal dont les satellites 13 sont montés sur un boîtier secondaire S sortant de la boîte de vitesses.

Cet arbre secondaire porte d'ailleurs, clavetés sur lui également, un système de satellites 14, qui avec le pignon 10 et une grande couronne folle 15, constituent le dispositif de marche arrière.

Les deux mouvements reçus par B : celui de 5 et celui de 6, ne sont au fond que ceux de M_1 et M_2 et ne diffèrent que par le glissement de l'embrayage hydraulique.

Nous pourrons les supposer identiques pour simplifier.

Si l'embrayage B est en prise, les satellites 11, placés entre deux pièces 7 et 9' tournant à la même vitesse, vont se claveter et entraîneront également leur boîtier à cette vitesse. Pour la même raison, les satellites 13 vont entraîner l'arbre S à cette même vitesse.

Dans ce cas, B transmet directement le mouvement donné par A.

Au contraire, si B est freiné par F_2, 5 tourne folle à l'intérieur, les satellites 11 entraînent le boîtier à une démultiplication de la vitesse de 7 et cette démultiplication est augmentée par celle donnée par le train 12, 13 et 8.

Finalement S se trouve démultiplié par rapport à 6.

Dans ces deux positions, la couronne 15 qui est folle s'est adaptée aux mouvements de 10 et de 14.

Si B n'est ni freiné ni embrayé et si on immobilise 15 à l'aide du coulisseau craboteur 16, l'arbre S se trouve obligé de tourner à l'envers, par la succession des trois épicycloïdaux 7, 8 et 10. C'est la marche arrière.

Cette boîte donne par conséquent 4 vitesses et une marche arrière, à savoir :

1re — A freiné — B freiné;

2e — A embrayé — B freiné;

3e — A freiné — B embrayé;

4e — A embrayé — B embrayé;

AR — A freiné — B fou — 15 craboté.

Le calcul des démultiplications se fait en suivant la méthode utilisée pour les boîtes Wilson et Cotal, en admettant que le régime du moteur a une valeur suffisante pour que l'embrayage hydraulique fonctionne sans glissement. Nous ne ferons pas ce calcul qui ne présente aucune difficulté.

Organes de commande.

L'automaticité de cette boîte est obtenue par les commandes à huile suivantes :

1° Une pompe à huile 17 commandée constamment par le volant du moteur à l'aide d'une vis sans fin 18;

2° Un servo-frein 19 actionnant la bande de A;

3° Six petits pistons contenus dans le corps du tambour I' et actionnant l'embrayage de A;

4° Une pompe à huile 20 commandée constamment par l'arbre secondaire S à l'aide d'une vis sans fin 21;

5° Un régulateur à masselottes 22 avec son distributeur 23;

6° Un servo-frein 24 actionnant la bande de B;

7° Six petits pistons contenus dans le corps du tambour 9' et actionnant l'embrayage de B;

8° Une boîte de soupapes distributrices 25 commandées par le levier d'accélérateur 26 et celui de sélection 27;

9° Un radiateur à huile 28 refroidi par l'eau du moteur, circulant dans les tubes 29.

Seuls un certain nombre de tuyaux reliant ces organes entre eux ont été ébauchés sur la figure 97 *a*.

Les pompes 17 et 20 débitent des pressions d'huile respectivement proportionnelles aux vitesses du moteur et de l'arbre secondaire.

A l'arrêt, en l'absence de pression d'huile, un système de ressorts placés dans le servo 24 maintient B freiné.

Le levier de sélection 27 est relié par une tringlerie à un levier

général 30 placé à côté du conducteur, et se déplaçant sur un secteur 31 à quatre positions :

REV : Marche arrière;

LO : Petites vitesses seulement (1re et 2e);

Dr : Toutes vitesses;

N : Point mort.

La détermination du changement de vitesse est obtenue par le dispositif de commande hydraulique qui consiste essentiellement en un système de soupapes soigneusement équilibrées pour fournir un rapport exact entre, d'une part, l'inertie du véhicule, et d'autre part, l'allure désirée par le conducteur, l'intention du conducteur étant exprimée par la pression qu'il exerce sur la pédale de l'accélérateur.

Les pompes.

a) *Les pompes à huile* (fig. 98).

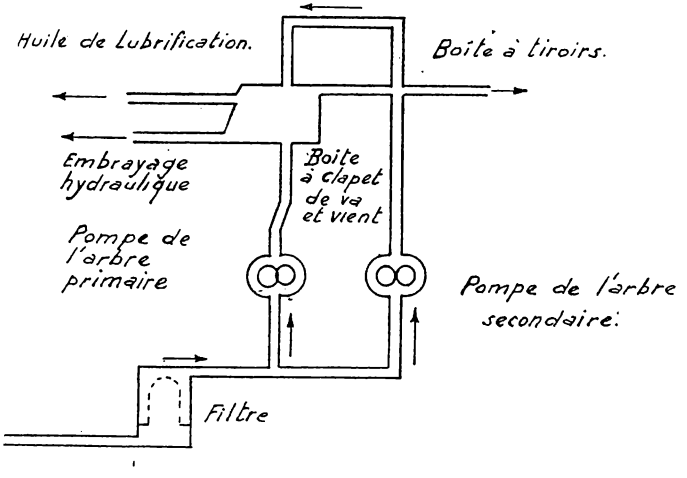


Fig. 98.

La boîte de vitesses baigne dans l'huile.

Cette huile est envoyée par deux pompes montées l'une sur l'arbre primaire, l'autre sur l'arbre secondaire, dans une boîte à clapets.

L'huile sous pression est envoyée de la boîte à clapets vers les pignons par une première canalisation, vers l'embrayage hydraulique par une deuxième, vers la boîte à tiroirs par une troisième.

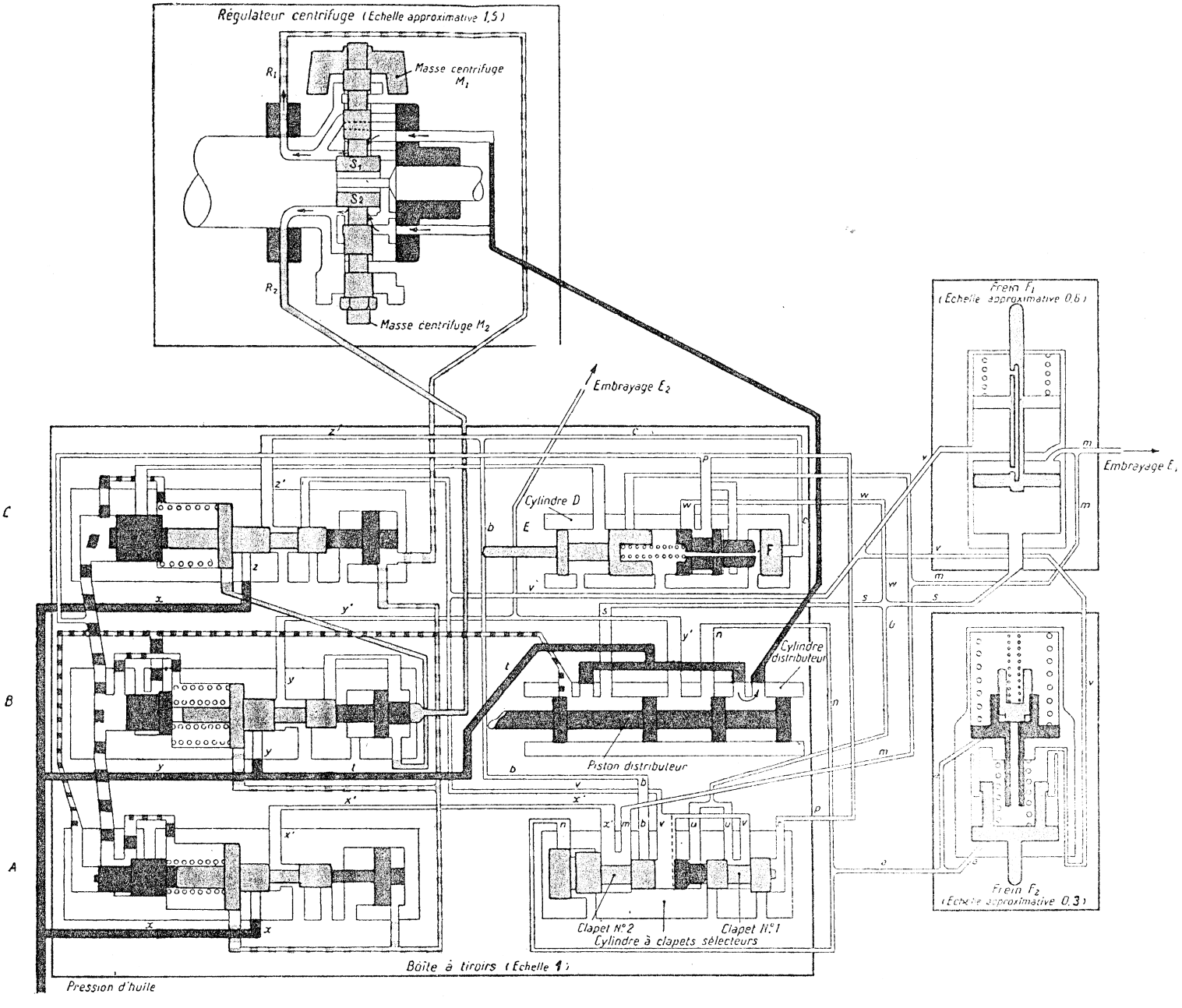


FIG. 99 *a*. — ***Commande automatique de la boîte de vitesses hydramatic.***

Planche I. — Page 148 *bis*.

Cette boîte à tiroirs est l'organe de commande des freins F_1, F_2 et des embrayages E_1 et E_2.

Si le moteur tourne sans entraîner le secondaire, la boîte à clapets reçoit seule l'huile de la pompe du primaire. Un clapet ferme la canalisation de la pompe du secondaire.

Si le secondaire est entraîné les deux pompes débitent, le clapet s'ouvre dès que la pression de la pompe du secondaire devient suffisante.

En pratique on peut considérer que les deux pompes fournissent une pression d'huile comme s'il s'agissait d'une seule pompe.

b) *Régulateur centrifuge* (fig. 99 *a* et *b*).

L'huile envoyée sous pression par les pompes à huile parvient dans le cylindre distributeur. Si le piston de celui-ci est à la position correspondant à la marche avant ou en petites vitesses, l'huile arrive au régulateur centrifuge (sur la figure 99 *a* le circuit est en bleu plein).

Le régulateur tourne actionné par l'arbre secondaire, la vitesse de rotation tend à écarter les masses M_1 et M_2 et à ouvrir le passage à l'huile dans les canalisations R_1 et R_2.

La pression d'huile au contraire en exerçant une poussée sur les faces S_1 et S_2 des masses M_1 et M_2, tend à les ramener au centre.

Quand la vitesse angulaire du secondaire est suffisante, la force centrifuge l'emporte sur l'action de la pression s'exerçant sur les faces S_1 et S_2 et l'huile peut passer d'abord dans la canalisation R et ensuite quand la vitesse de rotation s'est encore accrue, dans la canalisation R_2.

On peut considérer qu'au moment où une certaine vitesse de rotation du secondaire est atteinte, une pression donnée s'exerce dans R_1 une autre dans R_2. Ces pressions vont en augmentant avec la vitesse de rotation.

c) *La boîte à tiroirs.*

1. Cette boîte à tiroirs est un organe très complexe. Il comprend six parties principales : d'abord, trois cylindres contenant les trois tiroirs A, B, C, ensuite le cylindre distributeur avec son piston, le cylindre à clapets sélecteurs et le cylindre D à clapets.

Les trois cylindres à tiroirs sont accolés.

Les trois autres le sont également; leur ensemble est superposé à celui des trois premiers.

Le piston du cylindre distributeur (fig. 99 *b*) peut être mis en quatre positions par la manette 30 (fig. 97 *a*).

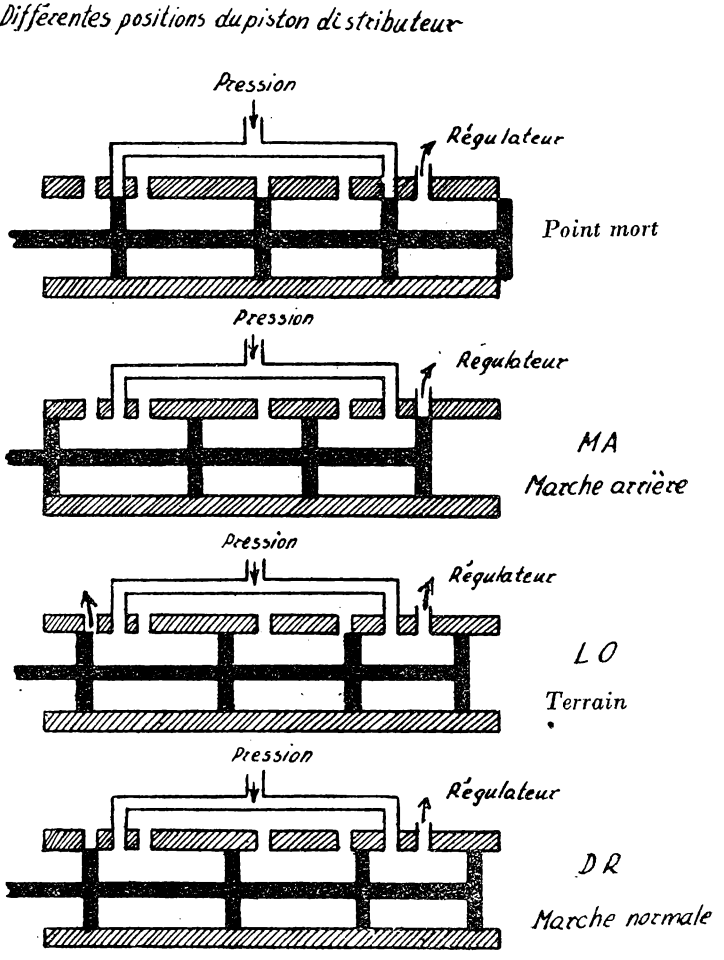


FIG. 99 *b*.

Le piston E du cylindre à clapets D est poussé en même temps que l'accélérateur ouvre le papillon des gaz.

Les canalisations qui réunissent ces six cylindres et les organes extérieurs, sont longues et minces sur la figure 99 *a*.

En fait, elles sont très courtes et pratiquées dans le corps même de la boîte à tiroirs.

Les canalisations qui vont de la boîte à tiroirs aux différents organes sont forées dans le carter de la boîte : elles sont assez courtes, de 4 mm. de diamètre.

2. Le principe du passage des vitesses consiste dans le déplacement successif des tiroirs A, B, C, sous l'action de la pression d'huile venant du régulateur par les canalisations R_1 et R_2.

Ces tiroirs au repos sont maintenus en place par des ressorts soigneusement tarés; lorsque la vitesse du secondaire augmente, la pression dans R_1 et R_2 devient suffisante pour déplacer successivement les tiroirs A, B, C au fur et à mesure de l'accroissement de vitesse en comprimant les ressorts.

Lorsqu'un tiroir a été poussé, la pression d'huile peut passer grâce aux canalisations XX', *yy'*, *zz'*, et actionner les freins ou les embrayages.

1re vitesse : tous les tiroirs sont au repos.
2e vitesse : le tiroir A est poussé.
3e vitesse : les tiroirs A, B sont poussés.
4e vitesse : les tiroirs A, B, C sont poussés.

3. *Première vitesse.* — Les trois tiroirs sont au repos.

La pression d'huile peut parvenir au frein F_1 et le serrer grâce aux canalisations *y*, *t*, *s*, d'une part et *y*, *t*, *s*, *u*, *v*, d'autre part.

Les canalisations *y*, *t*, *s*, *u*, *v* permettent également à la pression de parvenir au frein F_2, de renforcer l'action du ressort et de le maintenir serré.

Les canalisations *w*, *r* permettent au clapet n° 1 d'être chassé par la pression d'huile vers la gauche de façon à mettre en communication les canalisations *u* et *v*.

4. *Deuxième vitesse.* — La pression de la canalisation R_1 est devenue suffisante et a poussé le tiroir A.

La pression d'huile peut passer en *xx'* et *m* : elle va serrer l'embrayage E_1 et desserrer le frein F_1.

Dans le cylindre du frein F_1, il y a deux actions antagonistes qui s'exercent sur le double piston : le ressort et la pression en *m* l'emportent sur la pression des canalisations *v* et *s* :

Le frein sera donc serré, la tige du double piston est rentrée.

En conclusion, nous avons toujours le frein F_2 serré sous l'action de ses ressorts et l'embrayage E_1 serré.

5. *Troisième vitesse.* — Les tiroirs B et C sont poussés.

La pression peut parvenir dans la canalisation *yy' na*, elle va donc desserrer le frein F_2, par *yy'*, elle ira vers l'embrayage E_2 qu'elle serrera.

Le clapet n° 2 du cylindre à clapets sélecteurs sera poussé vers la droite sous l'action de la pression s'exerçant en $yy'n$.

Le clapet n° 1 reste toujours à gauche.

La canalisation x' ne peut plus communiquer avec m, à cause du mouvement du clapet n° 2; les canalisations u et v restent, elles, en communication.

La pression ne parvient plus en m.

L'embrayage E_1 sera desserré et le frein F_1 de nouveau serré.

En conclusion nous avons F_1 et E_2 serrés.

6. *Quatrième vitesse.* — Les tiroirs A, B, C sont poussés.

La pression d'huile peut passer en zz' puis en c elle poussera le piston F du cylindre D; la pression pourra donc passer par swr et pousser le clapet n° 1 du cylindre à clapets à gauche.

La pression venant de yy' pousse toujours le clapet n° 2 vers la droite.

La pression de xx' est arrêtée par la position prise par le clapet n° 2.

La pression de zz' serrera l'embrayage E_1 en passant par $zz'b$, son action s'ajoutera à celle du ressort du frein F_1 et le desserrera en faisant rentrer la tige du double piston.

La pression de yy' serrera l'embrayage n° 2 et par na desserrera le frein F_2.

Les deux embrayages sont serrés.

7. *Marche arrière.* — Le conducteur en mettant la manette sur marche arrière bloque la couronne B du quatrième train et place le piston distributeur à la position de marche arrière (fig. 99*b*).

Tous les clapets A, B, C sont au repos puisque la pression d'huile ne parvient plus au régulateur.

La pression parvient en n et chasse le clapet n° 2 à droite et par a desserrera le frein F_2.

La pression d'huile parvient en I et bloque le frein F_1, elle parvient également en s, u, v pour agir sur le deuxième piston du frein F_1. Le frein F_1 est donc serré.

Remarquons que sur le frein F_2 il y a deux actions antagonistes. C'est la pression s'exerçant en a sur les deux pistons qui l'emporte sur les ressorts et la pression.

8. *Remarques.* — La position du clapet n° 1 est variable. D'une part il est sollicité vers la gauche par les pressions s'exerçant en r, d'autre part il est sollicité vers la droite par les pressions s'exerçant en v.

La pression s'exerçant en r vient de swr et sera de plus en plus faible au fur et à mesure que l'accélérateur pousse le clapet bleu du cylindre D, en agissant sur le piston E et le ressort.

Ce clapet en effet en se déplaçant vers la droite étrangle de plus en plus le passage entre w et r.

La pression en *v* dépend de l'ouverture laissée entre *n* et *v* par le clapet lui-même.

En quatrième vitesse toutefois *v* est ouvert à l'extérieur : la pression tombe, le clapet est complètement à gauche.

Pour les autres vitesses il est à une position se rapprochant de plus en plus de la droite au fur et à mesure que la vitesse s'accroît.

La pression en *v* sera donc de plus en plus faible au fur et à mesure de l'accroissement de la vitesse du moteur pour les trois premières vitesses.

9° *Rôle du piston distributeur pour la marche en petites vitesses.* — Lorsque le piston du distributeur est placé à la position « petite vitesse » par le conducteur, la pression vient renforcer l'action des ressorts sur les tiroirs A, B, C.

La pression du régulateur poussera donc les tiroirs à une pression plus forte, c'est-à-dire pour une vitesse plus grande de l'arbre secondaire. Les vitesses « passeront plus tard » qu'en marche normale.

Cette pression parviendra sur la face gauche des tiroirs A, B, C par la canalisation teintée en bleu interrompu.

Avantages et inconvénients de la boite hydramatic.

Facilité extrême de conduite, le conducteur ne s'occupe que de l'accélérateur et des freins. Il doit de plus choisir la position de son levier sur Dr ou sur LO suivant qu'il est sur la route ou en tout terrain difficile.

Grande difficulté de réparation qui ne peut être faite que par un spécialiste.

Après 400 mètres en marche arrière il faut s'arrêter, les pompes n'assurant plus le graissage de la boîte.

D) LES BOITES CONTINUES.

Généralités.

On appelle ainsi les boîtes dans lesquelles l'adaptation du régime moteur au profil du terrain est réalisé en faisant varier continuellement la démultiplication. Il n'est plus question ici d'un nombre limité de vitesses. Les boîtes ont une gamme infinie de démultiplication entre des limites correspondant à chaque type.

Il existe de nombreux dispositifs de changement de vitesse continu :

Les dispositifs commandés parmi lesquels on trouve des dispositifs mécaniques et des dispositifs hydrauliques;

Les dispositifs automatiques qui peuvent être, soit mécaniques, soit hydrauliques.

Dispositifs commandés.

1° *Mécaniques.*

Le plus ancien et le plus simple de ces dispositifs consiste en une transmission à friction par plateaux. Elle est essentiellement constituée de deux plateaux dont les plans sont placés à angle droit. Il est évident qu'en déplaçant le plateau mené B, l'arbre correspondant peut tourner dans un sens ou dans l'autre ou être immobile (appui au centre du plateau menant A).

Si on appelle C_A, ω_A, R_A, C_B ω_B, R_B les couples, vitesses angulaires et rayons des plateaux menant et mené, M le point de contact des deux plateaux, O le centre du plateau A, on voit sans qu'il soit nécessaire d'insister que :

$$OM \cdot \omega_A = R_B \omega_B \; ; \quad \frac{C_A}{OM} = \frac{C_B}{R_B}$$

d'où :

$$\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{R_B}{OM} ; \quad \frac{C_A}{C_B} = \frac{OM}{R_B}.$$

L'appareil constitue bien une boîte de vitesses, malheureusement il ne peut transmettre que des couples faibles (cycle-car).

Dans quelques réalisations les disques sont parfois remplacés par des calottes sphériques tangentes intérieurement.

Pratiquement ce genre de transmission n'a été que peu employé et est actuellement très rare.

Les dispositifs à courroies, par poulies extensibles, aussi simples et aussi peu usités que le précédent, constituent un moyen de faire varier en sens inverse les vitesses et les couples; nous ne le décrirons pas.

2° *Hydrauliques.*

a) *Appareil Janney.* — La transmission hydraulique Janney permet de recueillir sur un arbre secondaire une vitesse variable et dans les deux sens de rotation, à partir d'un arbre primaire tournant à une vitesse donnée et dans un seul sens de rotation.

Description de l'appareil (fig. 100).

L'appareil se compose de deux ensembles hydrauliques similaires A et B séparés par un plateau fixe M appelé distributeur. Tous ces organes sont enfermés dans un carter R dont le distributeur est solidaire.

L'ensemble hydraulique A fait fonction de pompe et approvisionne

de liquide (huile) en quantité et pression variables l'ensemble hydraulique B qui joue le rôle de récepteur.

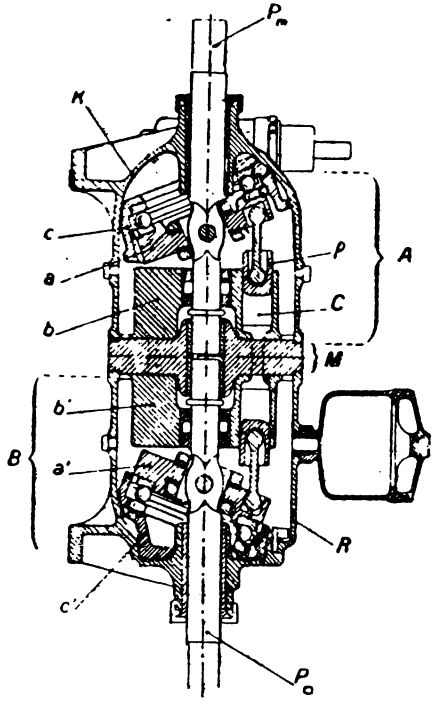


FIG. 100.

Transmission Janney.

L'huile après avoir ainsi transmis la puissance à l'ensemble B revient à l'ensemble A. Il existe donc une circulation continue d'huile entre A et B.

Le distributeur permet le passage de l'huile sous pression de l'ensemble B à l'ensemble A.

Ensemble (ou pompe) A. — L'arbre moteur P*m* est solidaire d'un plateau *a* et d'un barillet *b* qu'il entraîne dans sa rotation.

Le barillet est percé de neuf cylindres *c* répartis sur son pourtour et constituant neuf corps de pompe dans lesquels se meuvent des pistons concaves *p* commandés par des tiges d'égale longueur.

Le plateau *a* est porté par une cage c qui peut prendre différentes inclinaisons dans la culasse K grâce à un système de commande approprié. Elle n'est pas entraînée par la rotation de l'arbre P*m* contrairement au plateau tournant *a*.

Ensemble récepteur B. — L'ensemble B solidaire de l'arbre secondaire P*s* est constitué par des organes identiques à ceux de l'ensemble A, mais le plateau *c* est fixe et maintient immuable l'inclinaison du disque *a*' sur l'arbre (à 70° environ).

Distributeur. — Cet organe M est fixe et solidaire du carter de l'appareil; il est percé de part en part par des canaux semi-circulaires formant respectivement collecteurs pour la circulation d'huile de l'ensemble A à l'ensemble B et inversement.

Le détail du distributeur n'est pas représenté sur la figure. Les surfaces du distributeur M et du barillet *b* en contact les unes avec les autres sont cémentées et soigneusement rodées pour former joint étanche.

Principe de fonctionnement. — Supposons la cage oscillante *c* perpendiculaire à l'arbre moteur. Cet arbre en tournant entraîne le disque *a* et le barillet *b* correspondants. Les pistons et les bielles de cet ensemble, entraînés dans le sens du mouvement de rotation, ne provoquent dans ce cas ni aspiration ni compression d'huile, les pistons et bielles n'étant pas animés d'un mouvement alternatif de haut en bas. L'appareil est au point mort.

Si, par manœuvre de la commande, on donne une certaine inclinaison à la cage oscillante, les pistons actionnés par les bielles se mettent en mouvement dans leur cylindre. Les uns, ceux qui s'éloignent du distributeur, aspirent l'huile, tandis que les autres la refoulent. Le distributeur a ainsi un de ses collecteurs constamment sous pression et l'autre en aspiration.

L'huile, comprimée et aspirée à travers les collecteurs met en mouvement les pistons du mécanisme récepteur ce qui provoque la rotation du barillet *b'* de ce mécanisme du plateau incliné *a'*, et de l'arbre de transmission. La vitesse de rotation du récepteur dépend de la quantité d'huile qui circule dans les cylindres de son barillet et par conséquent est fonction de l'inclinaison donnée au disque oscillant, elle ne peut pas dépasser celle de l'ensemble moteur (création de vide).

Le dispositif est reversible, donc la boîte transmet l'effort du frein moteur, les rôles de l'ensemble moteur et du récepteur sont inversés.

Le principe de la conservation de l'énergie permet d'écrire en

appelant P_A, P_B, P_H les puissances sur l'arbre moteur, sur l'arbre mené, et prise par l'huile, ρ le rendement :

$$P_A = P_B + P_H \qquad \rho = \frac{P_B}{P_A} = \frac{P_A - P_H}{P_A} = 1 - \frac{P_H}{P_A}$$

$$P_A = C_A \omega_A$$

P_H est proportionnel au débit d'huile donc à la vitesse ω_A et aux forces de frottement.

Celles-ci sont proportionnelles :

— à la pression donc au couple C_A ;

— au coefficient de frottement f de l'huile sur des métaux soigneusement polis. Ce coefficient est faible et pratiquement indépendant de la vitesse;

— à la viscosité δ. Celle-ci diminue lentement avec la température, donc avec la vitesse qui échauffe l'huile.

$$\text{Finalement } P_H = K\omega_A C_A f\delta, \quad \frac{P_H}{P_A} = Kf\delta; \quad \text{et } \rho = 1 - Kf\delta.$$

K étant un coefficient sensiblement constant.

Donc si on néglige le cas où l'huile est figée par suite du froid (δ très grande) éventualité qui rend la boîte inutilisable sans réchauffage préalable, l'expression $\frac{P_H}{P_A}$ décroît lentement à la mise en route pour se stabiliser quand l'huile a atteint sa température d'équilibre.

En conclusion l'appareil Janney :

— a un rendement qui n'est jamais égal à l'unité, il se stabilise aux vitesses normales d'emploi aux environs de 90 pour 100;

— la vitesse et le couple transmis varient en raison inverse l'un de l'autre, l'appareil est effectivement une boîte de vitesses.

b) *Appareil Naeder.* — Description : L'appareil Naeder comprend, réunis en un seul bloc :

— un générateur;

— un récepteur;

— un système de distribution.

Le générateur est constitué par un carter en bronze portant à l'avant les organes de commande et renfermant à l'arrière la partie génératrice proprement dite (fig. 101).

Le carter a, dans cette partie, une forme circulaire. Creusés dans la masse, suivant huit rayons, également répartis dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation, se trouvent huit cylindres.

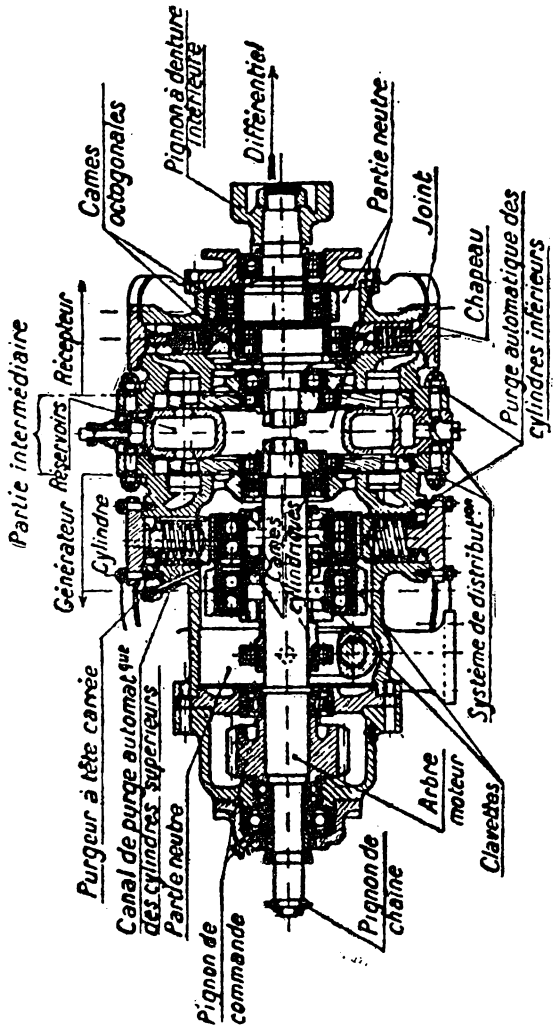


FIG. 101. — *Coupe longitudinale Naeder.*

Un autre jeu de huit cylindres est accolé au premier avec, toutefois, un léger décalage de façon qu'un cylindre du deuxième jeu soit placé à hauteur de l'intervalle compris entre deux cylindres du

premier jeu. Une canalisation forée dans le carter relie le haut de chaque cylindre au distributeur.

Dans les huit cylindres de chaque série se trouvent huit pistons *a* à fond plat dont les extrémités orientées vers l'axe reposent sur les huit faces d'une pièce de forme octogonale *b* (fig. 102 et 103) (1). Chaque octogone est monté sur un roulement à billes solidaire d'un excentrique *c* dont l'intérieur est alésé à la demande d'une came oblique *d*. La came oblique est portée par un manchon baladeur pouvant coulisser dans le sens longitudinal sur l'arbre moteur.

Ce manchon est commandé au moyen d'une fourchette et d'un levier *f*.

A chaque série de huit pistons correspond un groupe came, excentrique, roulement octogone; ces deux groupes sont disposés symétriquement par rapport à leur face de contact, au repos. Chaque excentrique *c* est rendu solidaire de l'arbre moteur par une clavette K; une longue mortaise assure son passage à travers le manchon baladeur et la came oblique. Le levier de commande de fourchette porte un index se déplaçant devant un secteur gradué de — 4 à + 4 correspondant au déplacement maximum du manchon baladeur et à la course maximum des pistons.

L'ensemble *c* et *d* constituant l'intérieur du roulement à billes « octogone » est donc lié à la rotation du moteur alors que la cage extérieure *b* est fixe.

Le récepteur est constitué par un carter en bronze de forme analogue à celle de la partie génératrice. Toutefois, l'alésage et la course des pistons diffèrent, de plus les roulements à billes « octogone » sont montés directement sur l'arbre récepteur qui constitue à cet emplacement une came excentrique invariable.

Le système de distribution. — La distribution de l'huile est assurée par un réservoir intermédiaire H et deux tiroirs de distribution I, un pour le générateur, un pour le récepteur (fig. 102).

L'intérieur du réservoir est divisé en cavités *h* correspondant alternativement à l'aspiration et au refoulement. Chaque cavité débouche sur les faces du réservoir par quatre orifices (deux par face) forés et groupés deux à deux sur des renflements parfaitement polis appelés glaces. Sur son pourtour, le réservoir porte également des bouchons de remplissage avec clapet, deux soupapes de sûreté tarées à 108 kg., un bouchon de vidange et un robinet de purge.

Chaque tiroir est monté par l'intermédiaire d'un roulement à billes sur un des pignons excentriques J, portés l'un par l'arbre moteur, l'autre par l'arbre récepteur. Le mouvement obtenu est

(1) Les cavités et orifices *h* présentés les uns au-dessus des autres sur le schéma 1 de la figure 102 sont en réalité dans l'appareil placés les uns à côté des autres (schéma 2).

tel que chaque point des tiroirs décrit des cercles égaux dans des temps égaux.

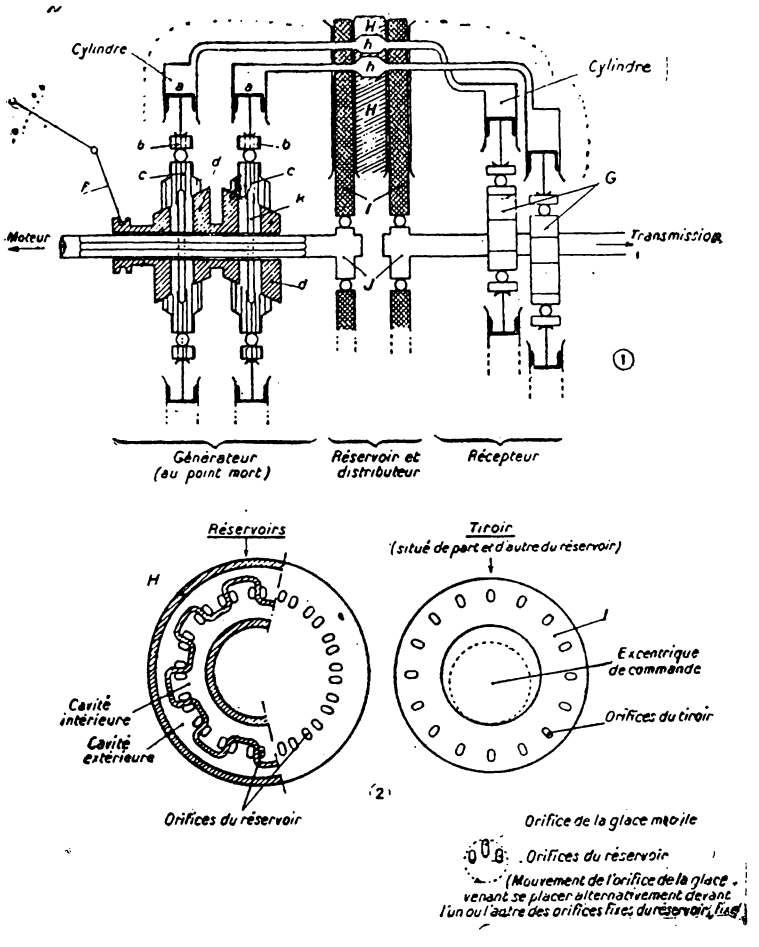


Fig. 102.
Appareil Naeder (schéma de principe).

Ces tiroirs ont la forme de plateaux circulaires parfaitement polis sur leurs faces, qui sont en contact l'une avec le générateur ou le récepteur, l'autre avec les glaces du réservoir.

Seize lumières groupées deux à deux viennent tour à tour en

contact avec les orifices des carters et du réservoir pour mettre ceux-ci judicieusement en communication.

Principe de fonctionnement (fig. 102-1 et 103-2). Point mort. — Lorsque le levier de commande est placé au milieu du secteur, le manchon baladeur et les cames obliques occupent une position telle que la pièce excentrique et l'octogone se trouvent centrés sur l'axe de l'arbre moteur. Celui-ci entraîne dans son mouvement de rotation, cames et excentriques, mais les octogones n'étant animés d'aucun mouvement et les pistons du système générateur restant immobiles, il n'y a ni aspiration, ni compression de liquide. Le système récepteur reste au repos. L'appareil est au point mort.

Transmission du mouvement. — Si on déplace le levier de commande dans le secteur, le manchon et la came oblique coulissent sur l'arbre moteur et provoquent le décentrage des excentriques. Le roulement à billes ne tourne plus « rond », de sorte que la cage extérieure octogonale sans tourner se déplace et assure le va-et-vient

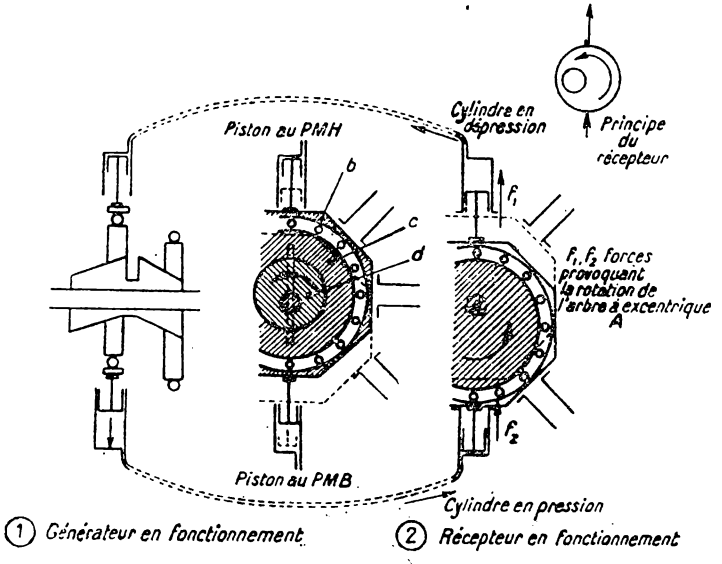


Fig. 103.

des pistons dont la course est plus ou moins grande suivant que le décentrage est plus ou moins prononcé (déplacement longitudinal du manchon baladeur plus ou moins grand) (fig. 103-1).

Il y a aspiration et compression de l'huile. Celle-ci, par l'intermédiaire du distributeur, passe dans le système récepteur où elle pro-

voque le mouvement des pistons et la rotation de l'arbre de transmission.

La figure 103-2 montre en effet que si l'octogone récepteur est soumis à des forces telles que f_1, f_2, qui sont constamment diamétralement opposées, il sollicite l'arbre excentrique à tourner, les huit pistons situés autour de l'octogone recevant successivement les efforts par le mouvement correspondant du distributeur.

Remarque. — Le rôle des tiroirs et du réservoir est d'assurer une répartition rationnelle du liquide en faisant communiquer les cylindres en refoulement dans le générateur avec ceux en aspiration dans le récepteur et inversement.

La vitesse de rotation de l'arbre récepteur dépend du débit du générateur qui est lui-même fonction de la vitesse de rotation de l'arbre moteur et de l'excentricité des deux octogones; elle est au plus égale à celle de l'arbre moteur. L'appareil est réversible, il peut donc transmettre l'effort du frein moteur.

La raisonnement fait à propos de l'appareil Janney au sujet de son rendement s'applique intégralement à l'appareil Naeder.

Les boîtes types Janney et Naeder ne nécessitent aucun effort musculaire appréciable du chauffeur, elles rendent la conduite très facile. Adaptées sur un petit nombre de véhicules lourds (engins blindés), elles ont donné dans l'ensemble satisfaction, malgré l'usure rapide des joints et les fuites d'huile qui en découlent.

Ces dispositifs de construction délicate sont d'un prix de revient élevé.

Dispositifs automatiques.

1° *Mécaniques.*

Les brevets concernant les boîtes mécaniques continues automatiques sont extrêmement nombreux, mais ne font l'objet que d'un petit nombre de réalisations pratiques. Nous avons déjà vu que les trains épicycloïdaux ne se prêtent pas à de tels dispositifs malgré leur apparence. Nous nous bornerons à décrire à titre d'exemple le dispositif allemand R. V. R. accouplé au moteur Minerva.

Le mécanisme comprend (fig. 104) : par cylindre, une bielle 1 qui réunit le maneton M du vilebrequin au sommet B d'un triangle ABD oscillant autour d'un axe D; puis une bielle 2 dont les extrémités sont articulées, d'une part, sur le sommet A du triangle et, d'autre part, à l'extrémité E d'un bras de levier actionnant l'arbre de transmission T au moyen d'un dispositif de roue libre à rouleaux.

L'axe de rotation D du triangle ABD peut être déplacé dans un plan horizontal sous l'action d'un piston mobile dans un cylindre dans lequel agit la dépression.

Fonctionnement. — Le maneton M provoque le déplacement de la bielle 1 qui engendre un mouvement de rotation alternatif du triangle ABD autour de D. Ce mouvement est transmis par la bielle 2 au levier E. T. Le point E décrit l'arc EE'.

Du fait de la roue libre, le mouvement EE' est moteur, et E'E ne l'est pas, finalement l'arbre T reçoit de chaque cylindre une série discontinue d'impulsions. Le mouvement de T est un mouvement

continu de rotation si les attelages des différents cylindres sont correctement organisés.

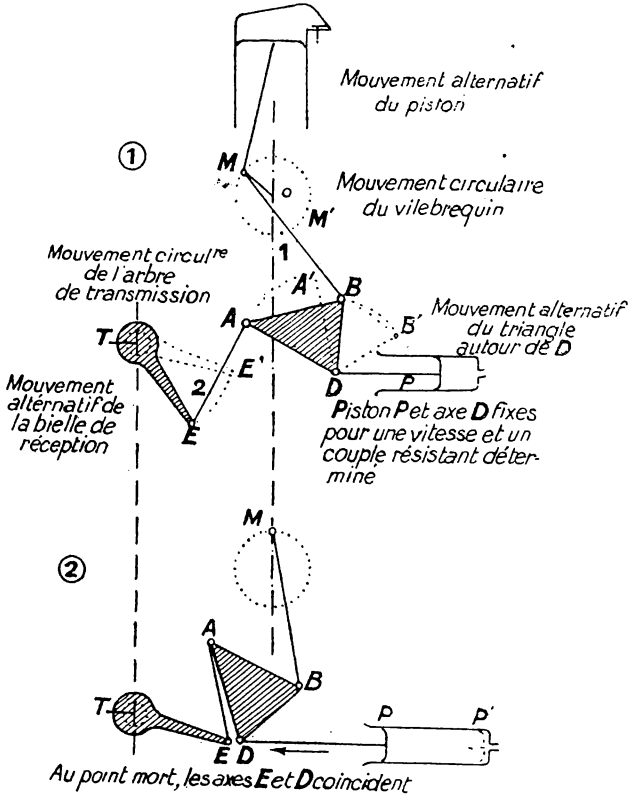


FIG. 104.

Principe de fonctionnement du changement de vitesses continu R. V. R.

L'importance de l'arc EE', donc la vitesse de rotation de T, dépend de la position relative de D et de E. Si E et D sont confondus, on est au point mort; la vitesse de E croît proportionnellement à la distance ED.

On voit aisément (1) que $\omega_T = \omega_D \dfrac{DA}{ET} \dfrac{\sin \widehat{EAD}}{\sin \widehat{TEA}}$.

(1) En projetant le contour EE'A'A sur EA ($EE' = TE\omega_T t$, $AA' = DA\omega_D t$) puis en faisant tendre le temps t vers 0.

Le couple moteur sur le vilebrequin est transmis au triangle ABD avec un rendement très voisin de 1 quand MB est à la fois tangent au cercle décrit par M et à celui décrit par B (il faut réaliser l'appareil pour que cette disposition favorable ait lieu au maximum de l'effort moteur). Le couple du triangle ABD est transmis intégralement à l'arbre T quand AE est tangent à l'arc de cercle décrit par A et à celui décrit par EE'.

Si on admet que l'on se trouve dans les conditions optimum et si on appelle C_m, C_D, C_T les couples moteurs, du triangle D et de l'arbre T, on a :

$$\frac{C_m}{OM} = \frac{C_D}{DB}; \frac{C_D}{DA} = \frac{C_T}{ET}$$

$$C_T = \frac{ET}{DA} \cdot \frac{DB}{OM} C_m.$$

Quand D se déplace il y a toujours une position de MB qui est tangente aux cercles décrits respectivement par M et par B et cette position varie peu, on peut donc admettre que C_D est constant.

Il n'en est pas de même pour l'autre articulation, AA' varie beaucoup en position, dont l'égalité :

$$\frac{C_D}{DA} = \frac{C_T}{ET}$$

devient :

$$\frac{C_T}{ET} = \frac{C_D}{DA} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \widehat{EAD}\right) \cos$$

$$\left(\frac{\pi}{2} - \widehat{AET}\right) = \frac{C_D}{DA} \sin \widehat{EAD} \sin \widehat{AET}$$

d'où $$C_T\omega_T = C_D\omega_D \sin \widehat{EAD}.$$

Finalement on voit que le couple C_T et la vitesse ω_T ne varient pas en raison inverse l'une de l'autre.

La boîte RVR n'est pas une vraie boîte de vitesses, ce n'est pas non plus un variateur de vitesse puisque le couple n'est pas constant. Les positions relatives du triangle, du vilebrequin et de l'arbre T sont faites de telle sorte que pour un angle EAD suffisant, couple et vitesse de l'arbre T varient en sens contraire.

La puissance qui n'est pas transmise est perdue en chaleur produite par le frottement des pièces mobiles sur leurs axes. En décomposant par exemple l'effort transmis par la bielle 1 sur le triangle en

deux composantes l'une selon BD, l'autre selon la tangente en B à l'arc de cercle BB', on voit que la composante selon BD croît aux dépens de l'autre seule active, cela d'autant plus que MB s'éloigne de la position de tangence au cercle décrit par B. Le travail de la composante selon BD est gaspillé en chaleur et en usure inutile (la composante selon la tangente est équilibrée par le couple résistant et n'augmente pas le frottement).

La prise de dépression a lieu avant le papillon des gaz, pour une dépression faible (ralenti à vide) le piston est à gauche (point mort) quand on accélère, la dépression croît, donc le piston est attiré vers la droite, ω_1 croît. Si pour une position déterminée de l'accélérateur T la charge résistante augmente, le régime décroît, la dépression également, le piston P va vers la gauche, ω_1 décroît et si l'accélération est suffisante le couple croît; dans le cas contraire on s'achemine vers l'arrêt par calage du moteur.

On se rend compte que ce dispositif n'est possible que dans le cas où le moteur présente une forte surpuissance.

Cet exemple de boîte de vitesses continue entièrement automatique n'a été si longuement exposé que comme exemple de méthode d'étude de ces dispositifs dont les meilleurs ne dépassent que tout à fait exceptionnellement la médiocrité.

2° *Hydrauliques.*

Ces dispositifs portent alors le nom de convertisseurs hydrauliques de couple. Ils ont été conçus en Allemagne vers 1910 par le docteur Hermann Foettiger. Ils sont utilisés actuellement sur quelques véhicules très lourds (engins blindés) ou sur certains véhicules lourds dont l'emploi nécessite de fréquents changements de vitesse (autobus) et sur quelques voitures légères américaines (Buick).

Principe de convertisseur hydraulique de couple.

La figure 105 explique le principe du fonctionnement du convertisseur.

Le premier moulinet A est constitué schématiquement par une hélice tournant dans un bian d'huile. Il est relié au moteur et quand ce dernier est en mouvement, cette hélice produit un courant parallèle à l'axe dont la force est proportionnelle à la vitesse de rotation.

Nous supposerons que le moteur tourne à un régime constant. Ce courant a donc une force constante. Cette force va être utilisée à mettre en mouvement le moulinet récepteur B constitué par un arbre portant trois roues à aubes successives.

La première reçoit directement le choc du courant d'huile qui, appuyant sur la pale 2 (pour la simplicité de l'explication, nous

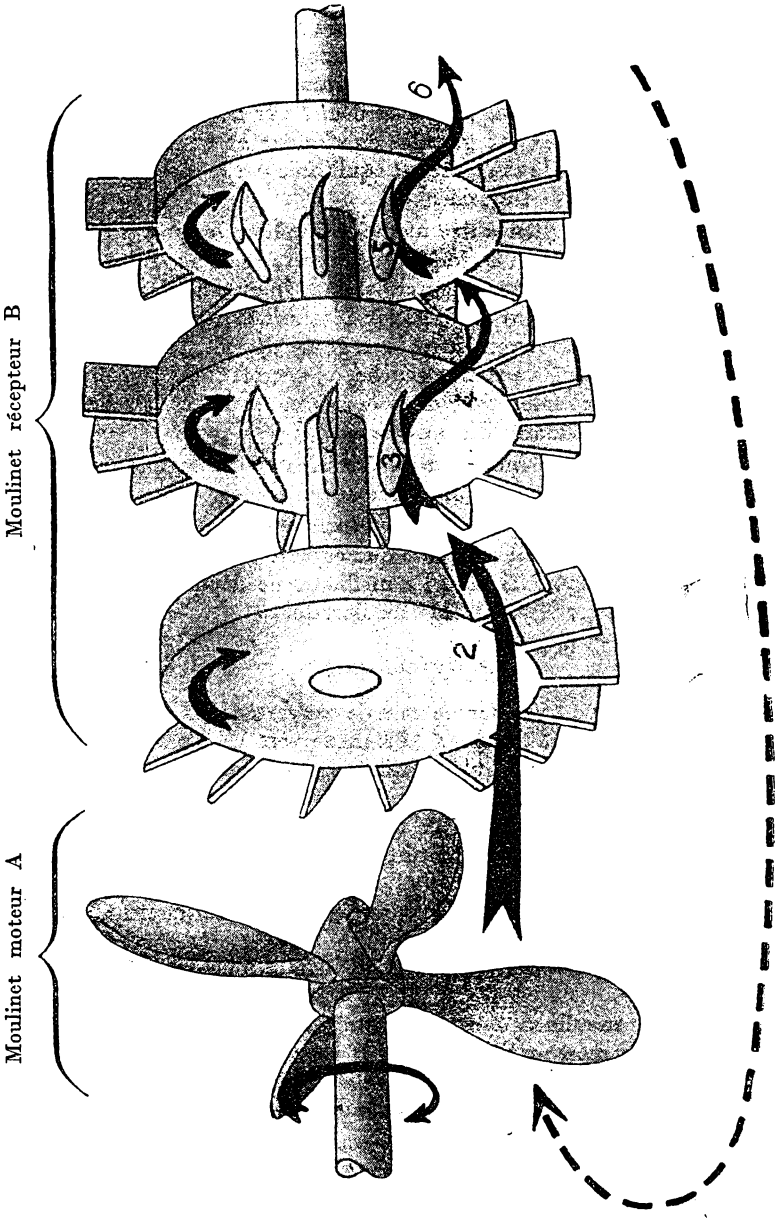


FIG. 105. — *Schéma de principe.*

Pour plus de clarté quelques pales ont été supprimées à chaque roue du moulinet récepteur. De même trois pales seulement ont été figurées dans chaque série de pales intermédiaires fixes.

n'étudierons que les effets reçus par une pale de chaque roue) a tendance à la faire tourner dans le sens de la flèche.

La résistance au roulement du véhicule s'oppose à cette rotation et, en même temps que cette dernière se produit, le courant, obligé de contourner la pale qui s'efface difficilement devant lui, se trouve

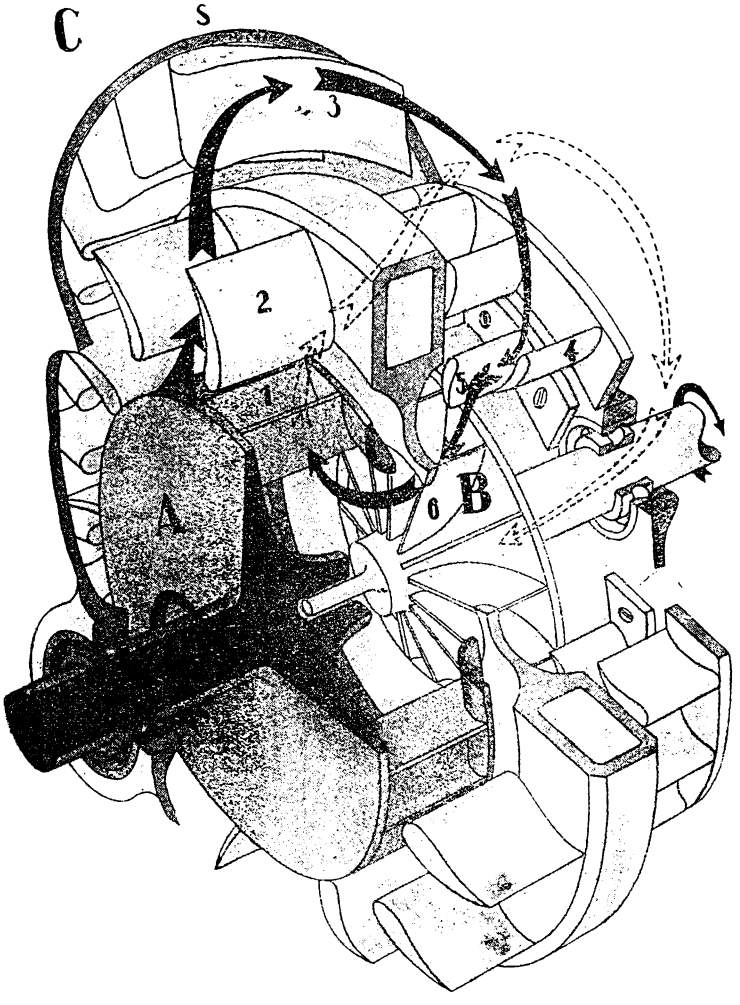


Fig. 106.

dévié vers le haut d'autant plus fortement qu'il a eu plus de difficulté à faire tourner le moulinet récepteur.

A mi-chemin entre la première et la deuxième roue il rencontre une pale fixe 3 solidaire du carter du convertisseur et dont l'inclinaison l'oblige à se rabattre vers le bas sur la pale correspondante de la deuxième roue.

Il ne perd pas de puissance sur la pale intermédiaire fixe (sauf

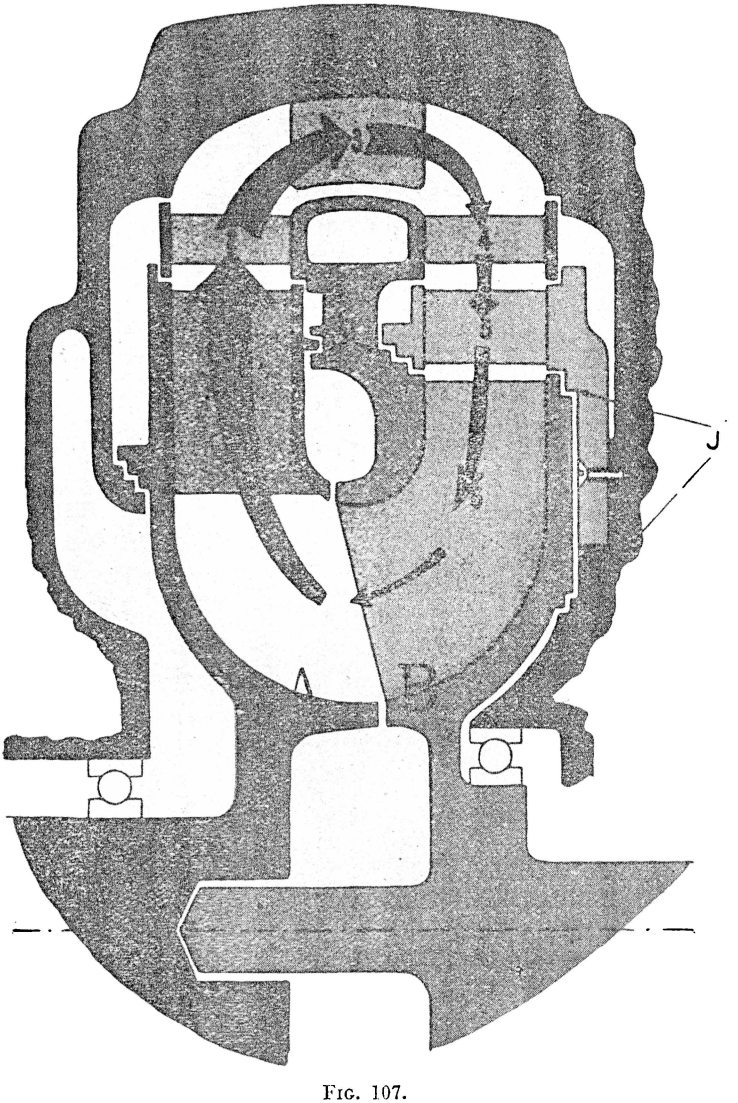


Fig. 107.
Coupe passant par l'axe. La moitié inférieure n'est pas représentée.

quelques légers frottements) et se trouve renvoyé par la deuxième roue dans les mêmes conditions que la première.

Enfin, une deuxième pale fixe 5 dirige ce qui reste du courant sur la troisième roue à aubes. Les figures schématiques 106 et 107 montrent l'agencement théorique des différents organes et mettent en évidence comment l'huile se trouve ramenée vers le moulinet moteur pour y puiser une nouvelle force.

Les poussées reçues par la deuxième et la troisième roue s'ajoutent à celles reçues par la première et la somme de toutes ces impulsions constitue le couple que l'on peut recueillir sur l'arbre de sortie.

En somme les roues à aubes reçoivent des impulsions sous forme de force vive, plus la vitesse du récepteur est faible plus, toutes choses égales, l'impulsion est importante.

Les pales fixes 3 et 5 jouent le rôle des points fixes sur lesquels s'appuient des leviers.

Le raisonnement fait pour l'appareil Janney ne suffit pas, il y a bien une perte de puissance analogue à celle que nous avons étudiée à propos de cet appareil, mais il y en a une autre plus importante et variable avec les conditions du moment. En effet le liquide agit par sa force vive utile qui est proportionnelle au débit du liquide et à la différence des carrés des vitesses linéaires du jet et des pales de l'arbre mené, vitesse prise au point où le jet heurte les pales. Or pratiquement le moulinet moteur est inférieur au moulinet récepteur, de là on déduit que :

1° L'arbre menant ne peut pas entraîner l'arbre mené à une vitesse supérieure à la sienne (si le jet et les pales ont la même vitesse, la force vive utile est nulle (couple = 0), donc la vitesse ω_B de l'arbre mené est une fraction de la vitesse ω_A de l'arbre menant $\omega_B = \alpha\omega_A$ $(\alpha < 1)$;

2° Le rendement est proportionnel à $(\omega^2_A - \omega^2_B) = \omega^2_A (1 - \alpha^2)$ donc il est nul si $\omega_A = \omega_B$ $(\alpha = 1)$ et il est maximum pour une valeur de ω_B comprise entre 0 et ω_A et voisine de $\frac{\omega_A}{2}$ par raison de symétrie (les rayons des moulinets moteur et récepteur sont peu différents).

Remarquons que rien n'empêche l'arbre mené de tourner plus vite que l'arbre menant, donc le convertisseur constitue une roue libre. De même, si le couple moteur est insuffisant pour vaincre le couple résistant, le moteur ne cale pas, le convertisseur fonctionne par suite comme un débrayage automatique de sécurité.

Les courbes représentées par la figure 108 qui sont relatives à un convertisseur de couple de char américain illustrent l'étude du rendement. On voit en particulier que ce convertisseur a un rendement acceptable (supérieur à 70 pour 100) si la vitesse de

rotation du moteur est comprise entre 75 et 100 pour 100 du régime de puissance maximum, et si la démultiplication réalisée est $\leqslant$ 5, la multiplication du couple étant alors de 3,5.

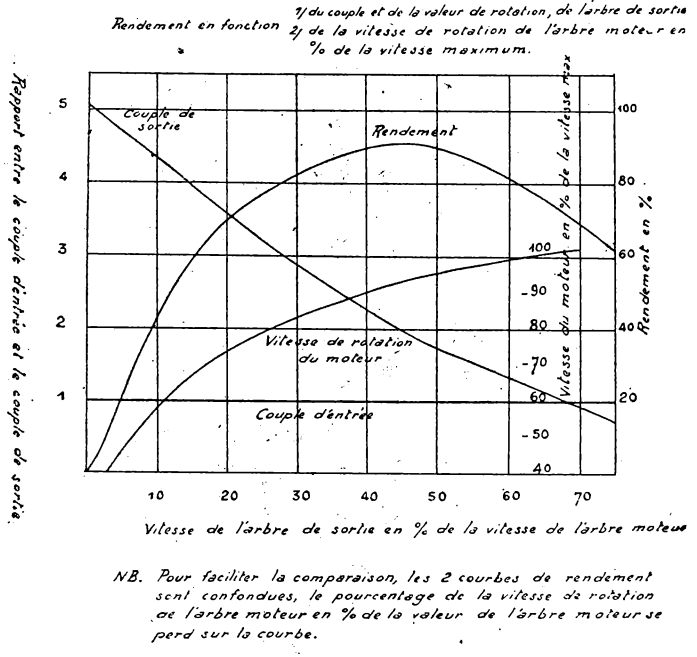


FIG. 108.

Remarquons enfin que le convertisseur de couple n'est pas reversible, le frein moteur est fort réduit (les remous d'huile ont une faible action retardatrice) et la mise en route par remorquage est impossible sans une liaison mécanique supplémentaire.

En résumé :

1° Le convertisseur de couple a un rendement variable dont le grand maximum est de 90 pour 100 (rendement normal de 70 à 85 pour 100 dans la plage d'emploi);

2° Le convertisseur de couple est une « boîte de vitesses », vitesse et couple de l'arbre mené varient en sens contraire l'un de l'autre et en raison inverse aux régimes normaux d'utilisation pour lesquels le rendement varie peu et est acceptable. Il rend la conduite très facile;

3° La gamme de démultiplication n'est pas très importante et la plage d'emploi des vitesses du moteur est assez limitée. Si donc le véhicule ne dispose pas d'un excédent de puissance lui permettant de s'accommoder de ces caractéristiques, il faut mettre en série

sur la transmission une boîte de vitesses en général surmultiplicatrice entre le convertisseur et le différentiel;

4° La perte de rendement par rapport à une boîte à engrenages, et la meilleure adaptation de la démultiplication aux conditions du moment se traduisent :

— pour les véhicules dont l'emploi normal se fait avec de rares changements de vitesse, par une augmentation de la consommation d'environ 10 pour 100;

— pour les véhicules dont l'emploi normal nécessite de fréquents changements de vitesse (autobus urbain par exemple) par une légère économie de carburant.

Cette perte de rendement, associée à la nécessité de conserver très souvent une boîte de vitesses limitent actuellement l'emploi du convertisseur de couple.

Caractéristiques comparées de l'embrayage hydraulique et du convertisseur de couple hydraulique.

Elles sont résumées par le tableau suivant :

Traits communs :

Commande hydraulique;

Absorption des chocs et des vibrations de torsion;

Le moteur ne peut caler.

DIFFÉRENCES.	
EMBRAYAGE.	CONVERTISSEUR.
Le couple transmis ne peut être supérieur au couple moteur.	Le couple transmis augmente si la vitesse est réduite.
La vitesse transmise est sensiblement la même que celle du moteur.	La vitesse transmise varie avec l'effort demandé au moteur.
Toute réduction de vitesse transmise s'accompagne d'un glissement, c'est-à-dire d'une baisse de rendement.	Il est possible de diminuer la vitesse sans diminution du rendement.
Le rendement en pointe est voisin de 98 pour 100.	Le rendement normal est au maximum de 80 à 85 pour 100.
On ne peut admettre pendant une durée prolongée un glissement dont l'amplitude dépasse 5 pour 100.	Il est possible de faire varier le taux de multiplication dans un large domaine et pour une longue durée.
Les organes essentiels sont l'organe moteur, l'organe récepteur, le liquide.	Les organes essentiels sont l'organe moteur, l'organe récepteur, l'organe de réaction, le liquide.
Le liquide est pratiquement immobile par rapport aux moulinets, il réalise une liaison statique.	Il y a courant de liquide qui agit par son énergie cinétique.

RÉALISATIONS PRATIQUES.

a) *Convertisseur de couple américain.*

Les figures 109, 110 et 111 représentent les moulinets et le carter du convertisseur américain. Pour faciliter la compréhension, les pales ont été marquées de la même façon que sur les schémas du paragraphe précédent.

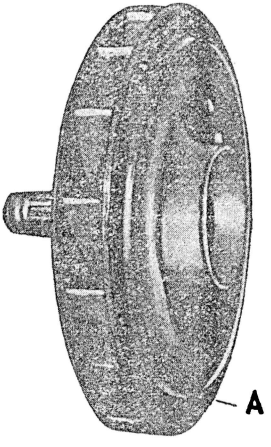


FIG. 109.
Moulinet moteur.

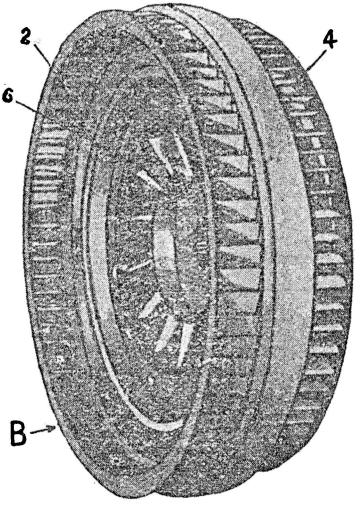


FIG. 110.
Moulinet récepteur.

Au démarrage le couple de sortie est d'environ 4,8 fois le couple d'entrée, puis quand la vitesse du véhicule croît, le couple diminue jusqu'à 0,24 de la valeur du couple d'entrée aux grandes vitesses. Quand l'arbre de sortie tourne à une vitesse égale aux 7/10es de celle de l'arbre d'entrée, le couple est transmis sans modification. La plage d'emploi normal du moteur est comprise entre 75 et 100 pour 100 du régime de puissance maximum (rendement entre 70 et 90 pour 100).

Nous voyons sur les courbes de la figure 108 que si la vitesse de l'arbre récepteur atteint une certaine valeur, le couple recueilli devient inférieur au couple d'entrée et peut descendre jusqu'à un quart de celui-ci. Il y aurait dans ce cas une grosse perte de rendement. Pour éviter cette perte, il faut donc empêcher l'arbre récepteur de dépasser une certaine vitesse.

La solution consiste à accoupler avec l'arbre récepteur, un organe surmultiplicateur du type boîte de vitesses.

Prenons l'exemple du char M6A1.

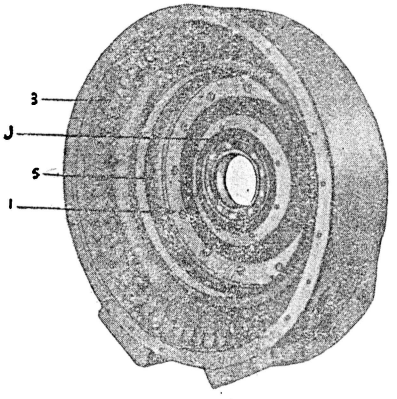


FIG. 111.
Carter du convertisseur.

3 et 5 : séries de pales fixes. J : joints à chicanes.

Le moteur de ce char développe son couple maximum à 2.100 t.-m. Le graphique de la figure 108 montre que le convertisseur transmet ce couple sans changement quand l'arbre récepteur fait 70 t. pour 100 t. de l'arbre moteur. A la valeur du couple maximum du moteur cela fait 1.500 t.-m. environ. Aux vitesses supérieures le rendement tomberait jusqu'à moins de 25 pour 100.

Si nous supposons la démultiplication du différentiel égale à 7 la vitesse du char sera alors de 25 km.-h. environ et ne pourra guère dépasser cette valeur. Si, par contre la démultiplication du différentiel était moins importante, soit par exemple de 2, nous aurions une réduction totale maximum de 4,8 × 2 soit 10 environ ce qui serait nettement insuffisant en terrain difficile ou en côte, étant donné le poids de ce char par rapport à la puissance maximum développée par son moteur.

Reprenons le cas d'une démultiplication du différentiel égale à 7, le problème est résolu en ajoutant entre le convertisseur de couple et le différentiel une boîte surmultiplicatrice donnant des rapports de multiplication des vitesses allant de 1 en prise directe à 4 en troisième.

Nous voyons alors que si le pignon d'attaque du différentiel tourne à 4.500 t.-m., par exemple donnant une vitesse de 75 km.-h. il faut que la boîte soit en troisième pour que l'arbre récepteur

du convertisseur ne tourne qu'à 1.125 t.-m. Le convertisseur transmettra alors un couple supérieur au couple d'entrée. Dans ce cas, il y aura conservation du couple lorsque le char roulera à 80 km.-h.

NOTA. — L'organe surmultiplicateur des chars équipés d'un Torque Converter, est une boîte du même type que la boîte hydramatic, donc automatique.

b) *Convertisseur de couple allemand d'un engin très lourd.*

L'appareil fonctionne selon les principes exposés plus haut, il possède en plus le rôle d'un frein et d'un embrayage.

On distingue sur la figure 112 de gauche à droite, l'organe secondaire, l'organe primaire, l'organe fixe de réaction, la coquille du carter, côté moteur, portant le dispositif de commande.

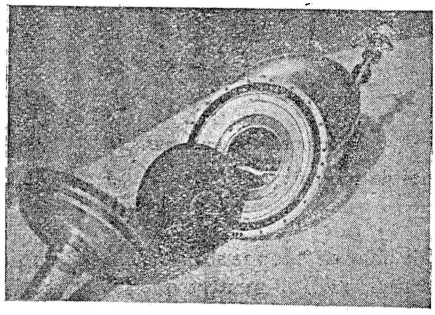


FIG. 112.

Le boîtier qui contient l'ensemble est formé de deux coquilles (la deuxième n'est pas représentée pour simplifier la figure).

Le dispositif de commande (fig. 113) est constitué d'un cylindre dans lequel se déplace un piston à tiroir. Ce cylindre communique d'une part avec l'extérieur (ouvertures B et C), d'autre part avec les orifices pratiqués dans la face interne par les canaux A, D, E.

La face interne de la coquille, côté moteur, est constituée par une surface concave parfaitement lisse et renflée au centre. Par son ouverture centrale qui sert au passage de l'arbre moteur parvient l'huile provenant du cylindre par le canal A. Deux petits orifices à mi-rayon correspondent avec un autre étage du cylindre (canal D). Enfin à la partie inférieure de la périphérie se trouve un troisième passage pour l'huile relié par le canal E à l'étage inférieur du cylindre.

Par ailleurs l'organe de réaction est traversé par 3 canaux communiquant avec le canal E.

Supposons que le moteur tournant, le piston de commande a été mis par le pilote à sa position basse. L'huile entre sous pression par l'orifice B et ressort par l'orifice de sortie C, le convertisseur

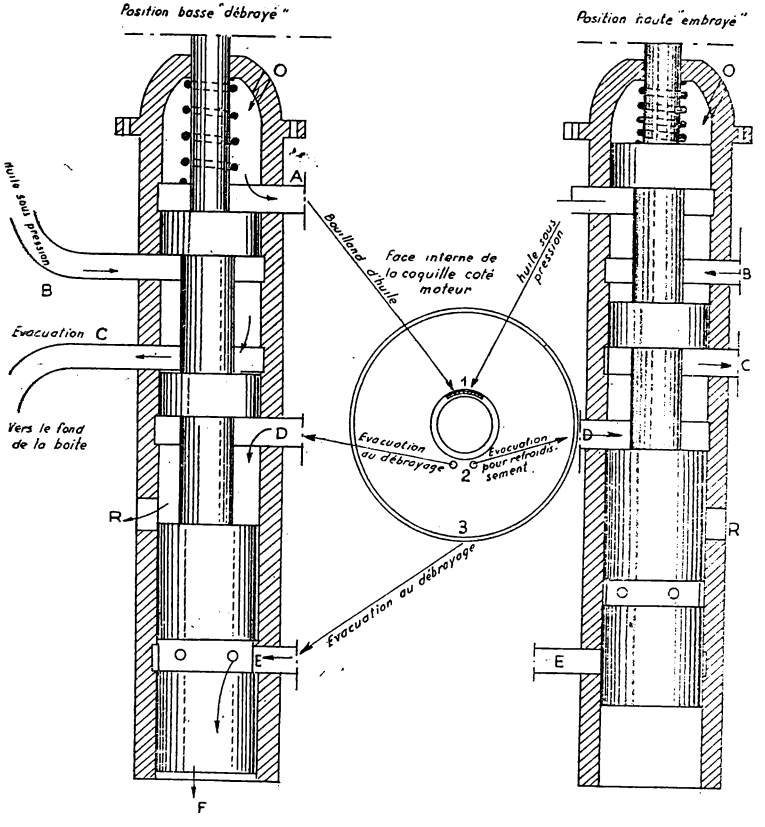


FIG. 113.
Schéma de la commande et de la circulation d'huile.

n'est pas embrayé. Un brouillard d'huile, plus ou moins épais, entre par la cavité O et le canal A, parvient au centre du convertisseur pour lubrifier les roulements et les parties de l'organe moteur en mouvement : cette huile est évacuée par les canaux inférieurs E et F.

Le pilote met alors le piston à sa position haute. L'huile entre sous pression par l'orifice B qui communique avec la canalisation A, elle est absorbée par les pales du moulinet moteur; le convertisseur

est embrayé et fonctionne comme cela a déjà été exposé. Grâce aux trous disposés au centre de l'organe de réaction et aux deux tubes, une certaine quantité d'huile s'évacue à l'extérieur par l'intermédiaire du canal D et de l'orifice C. De là, elle se rend dans un radiateur où elle se refroidit avant de retourner dans l'appareil (il y a une pompe de circulation sur le circuit).

Quand l'organe récepteur est entraîné plus vite que l'organe moteur (cas d'une forte descente) il est freiné par le liquide dont l'évacuation est ralentie par la diminution du débit de la pompe de circulation entraîné par l'arbre mené et éventuellement par l'obturation de D, après que le pilote a relevé le piston de commande.

Ce convertisseur est donc capable d'un effet de freinage plus important que le convertisseur américain décrit plus haut.

Quand le pilote abaisse le piston de commande d'une part les orifices B et C sont mis en communication, l'alimentation n'est plus assurée, et d'autre part l'orifice E est découvert, l'appareil se purge par les canaux inférieurs E et F et par le canal D et l'orifice R.

Entre le convertisseur et le différentiel est une boîte de vitesses à engrenages simples à pignons hélicoïdaux toujours en prise. Le crabotage se fait par des embrayages à disques multiples travaillant dans l'huile et placés sur les baladeurs.

CHAPITRE III

DISPOSITIFS PARTICULIERS

Nous désignons par ce vocable les organes suivants :

— le réducteur;
— le démultiplicateur;
— le surmultiplicateur;
— la roue libre;
— la prise de puissance;
— le compteur de vitesse.

I. — Réducteur.

Le réducteur, appelé aussi boîte auxiliaire ou boîte de transfert, est un organe contenu dans un carter de faible volume et qui est interposé entre la boîte de vitesses et le différentiel. Son but est de permettre à la volonté du conducteur :

— soit de transmettre au différentiel sans modification le couple et la vitesse de l'arbre secondaire de la boîte de vitesses;

— soit de réaliser une démultiplication supplémentaire de ce mouvement.

Un véhicule ainsi équipé a une double gamme de vitesses : si par exemple la boîte est à quatre combinaisons en marche avant et une en marche arrière, le réducteur fait que le nombre de démultiplications est porté à 8 en marche avant et à 2 en marche arrière. En général les deux se chevauchent, la quatrième réduite se place entre la deuxième et la troisième non réduites.

Pour obtenir une gamme de vitesses unique, englobant les deux gammes données par l'ensemble boîte-réducteur, il faudrait augmenter d'environ moitié la longueur de la boîte, dont les arbres plus

longs devraient être renforcés. L'encombrement et le poids supplémentaire seraient supérieurs à ceux du réducteur, et les vibrations seraient plus importantes.

Ce doublement du nombre des combinaisons est très avantageux notamment pour les véhicules tous terrains qui ont besoin d'une gamme de vitesses très étendue, les démultiplications les plus fortes n'étant utilisées que pour la circulation hors des routes. On dispose aussi d'une gamme pour la route et d'une autre pour le terrain varié. Le réducteur est également utile pour les véhicules de fort tonnage, qui n'ont pas d'excédent de puissance.

Si le véhicule est à adhérence totale le réducteur comporte souvent deux sorties, l'une vers l'avant, l'autre vers l'arrière (fig. 114). Si l'essieu avant n'est moteur que lorsque le conducteur le désire, la sortie avant porte un dispositif de crabotage commandé par un levier. Parfois il existe un dispositif de sécurité ne permettant de craboter les roues avant que si le réducteur donne des vitesses réduites (fig. 115). Il existe actuellement deux types principaux de réducteur :

— les réducteurs à trains d'engrenages simples (G. M. C. Jeep, Latil);

— les réducteurs à trains épicycloïdaux (Laffly, Cotal).

Les figures 114 et 116 font suffisamment connaître les réducteurs à trains d'engrenages simples. Nous décrirons à titre d'exemple de réducteurs à trains épicycloïdaux le réducteur Laffly (fig. 117).

Le train épicycloïdal qui constitue le réducteur comprend un planétaire P, quatre satellites, tels que S, portés par le porte-satellites H et une couronne à denture intérieure C.

Le planétaire P est solidaire du secondaire.

Le porte-satellites H est claveté sur l'arbre de transmission.

La couronne C fait partie d'un boîtier coulissant R dont la translation est commandée par une fourchette (non représentée sur la figure), qui s'engage dans la gorge G ménagée sur la face arrière du boîtier; le déplacement est assuré par un levier de manœuvre placé à côté du levier de commande des vitesses. Sur sa face interne le boîtier porte, vers l'arrière, une couronne dentée I pouvant être crabotée sur une couronne à denture intérieure V fixée au carter, lequel fait corps avec celui de la boîte de vitesses.

Fonctionnement :

1° Vitesses démultipliées. — On immobilise le boîtier R en crabotant l'une sur l'autre les couronnes I et V. Il suffit pour cela de faire coulisser le boîtier vers l'avant de façon qu'il occupe la position représentée par la figure; C étant fixe, le porte-satellites H, et par suite, l'arbre de transmission, a un mouvement démultiplié par rapport au secondaire;

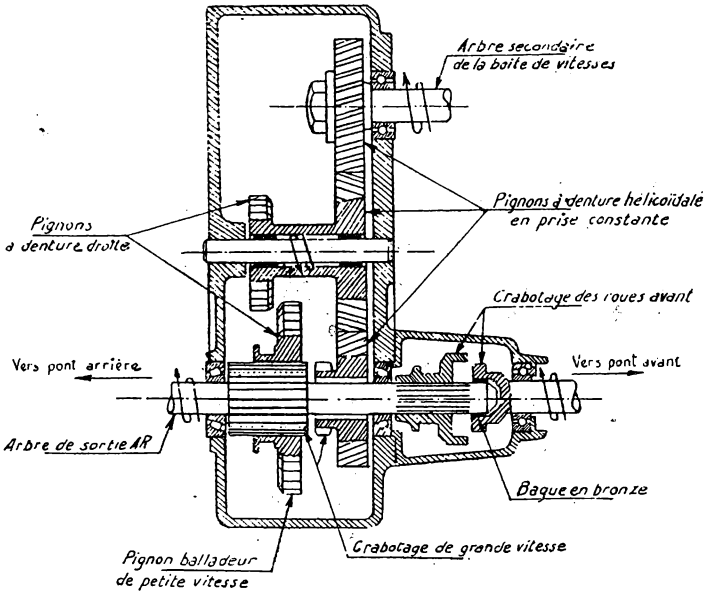


FIG. 114.
Boîte auxiliaire (schéma de principe).

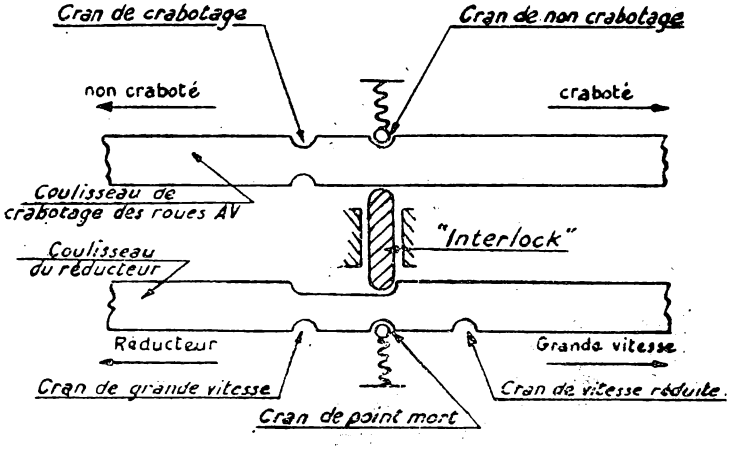


FIG. 115.
Schéma de l'interlock de la boîte auxiliaire.

N. B. — La figure représente les coulisseaux au point mort roues AV non crabotées.

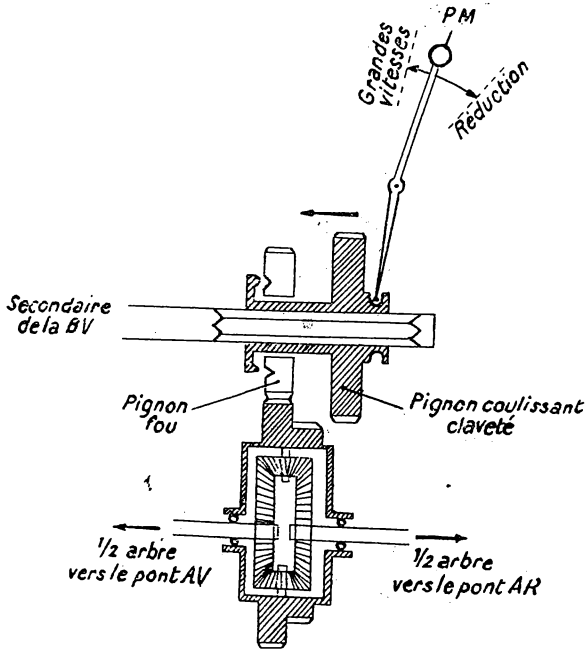


FIG. 116.
Réducteur Panhard (A. M. D.) sur différentiel central de la B. V. (schéma).

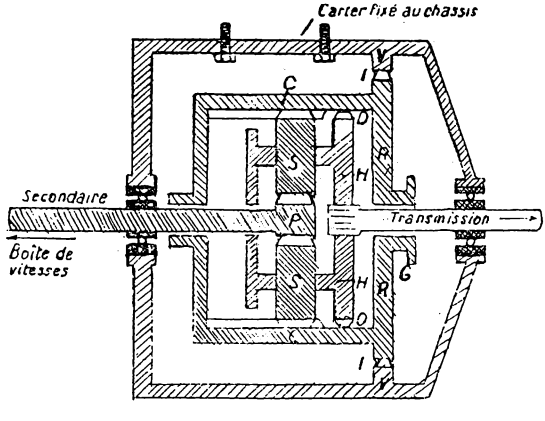


FIG. 117. — *Réducteur Laffly.*

2° Prise directe. — En déplaçant vers l'arrière le boîtier R, on crabote l'une sur l'autre les couronnes D et C; le porte-satellites H, étant claveté sur la couronne C tourne ainsi que l'arbre de transmission, à la vitesse du secondaire.

Le réducteur est souvent placé à la sortie de la boîte de vitesses avec l'enveloppe de laquelle son carter est parfois venu de fonderie. Il est généralement commandé par un levier dont la manœuvre peut se faire selon les véhicules soit uniquement à l'arrêt, soit à l'arrêt ou en marche. Dans ce dernier cas le passage d'une gamme à l'autre demande une grande dextérité du fait que les deux gammes de vitesses sont imbriquées l'une dans l'autre. Certains passages de vitesses demandent en effet l'emploi presque simultané des deux leviers (celui de la boîte et celui du réducteur).

Un bon chauffeur peut en utilisant ainsi le réducteur améliorer ses performances sur route mais comme un chauffeur moyen ne peut arriver à utiliser avec discernement son réducteur il est préférable de prescrire de passer par l'arrêt pour passer d'une gamme dans l'autre.

Il existe des réducteurs à commande électrique comme par exemple le réducteur Voisin-Cotal. La figure 118 est suffisante pour que

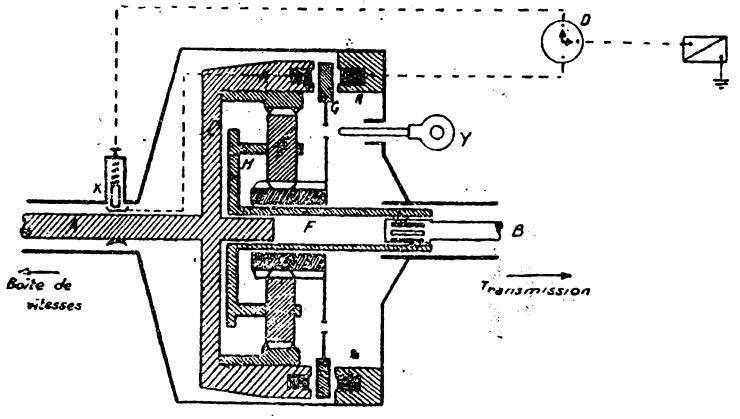


FIG. 118. — *Voisin-Cotal.*

l'on comprenne son fonctionnement identique à celui d'un train de la boîte Cotal. Le verrou Y manœuvré à la main permet au conducteur de bloquer le plateau G dans les mêmes conditions que s'il était immobilisé par la couronne fixe R; en cas de panne de courant la voiture peut donc marcher sur la gamme des vitesses démultipliées.

II. — Démultiplicateur.

Le démultiplicateur est utilisé sur certains véhicules du type poids lourds et est placé, comme le réducteur, entre la boîte de vitesses et les roues motrices; il comporte simplement, enfermé dans un petit carter spécial, un couple de pignons (fig. 119), qui réalise constamment une démultiplication supplémentaire du mouvement transmis par le secondaire de la boîte.

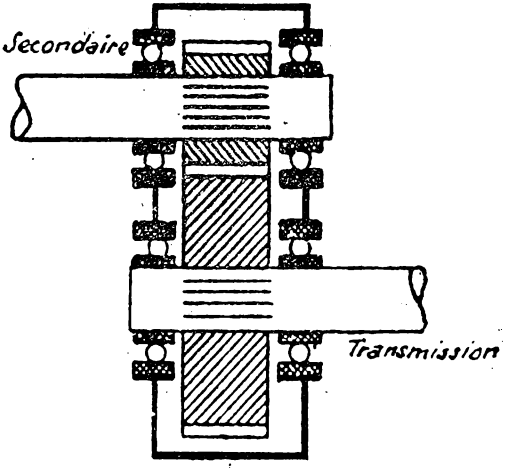


Fig. 119. — *Démultiplicateur.*

Son utilisation permet de ne pas diminuer outre mesure la valeur des rapports de démultiplication réalisés dans la boîte de vitesses ou dans l'attaque du différentiel et d'obtenir ainsi un meilleur rendement de ces organes et un encombrement moindre.

III. — Surmultiplicateur.

Interposé entre la boîte de vitesses et le différentiel le surmultiplicateur permet, à l'inverse du réducteur, d'augmenter, à la volonté du conducteur, les rapports de démultiplication donnés par les différentes combinaisons de la boîte de vitesses.

Son emploi paraît être justifié par les considérations suivantes : le réducteur de vitesse n'est utilisé que lors d'un notable accroissement de l'effort résistant; or, son entrée en action (transmission par trains d'engrenages) diminue le rendement de la transmission,

au moment où l'on demande au moteur un effort proche du maximum. Il paraît plus logique de prévoir au contraire les différentes combinaisons de la boîte pour la marche en charge et de disposer sur le véhicule un surmultiplicateur pour la circulation à vide : la perte de rendement due à la mise en action de l'organe a ainsi moins d'importance, l'effort demandé au moteur dans ce cas étant toujours éloigné du maximum.

Description (fig. 120). — Le surmultiplicateur du type Renault est une petite boîte de vitesses à pignons toujours en prise : l'arbre secondaire porte le pignon A de prise constante qui attaque le pignon

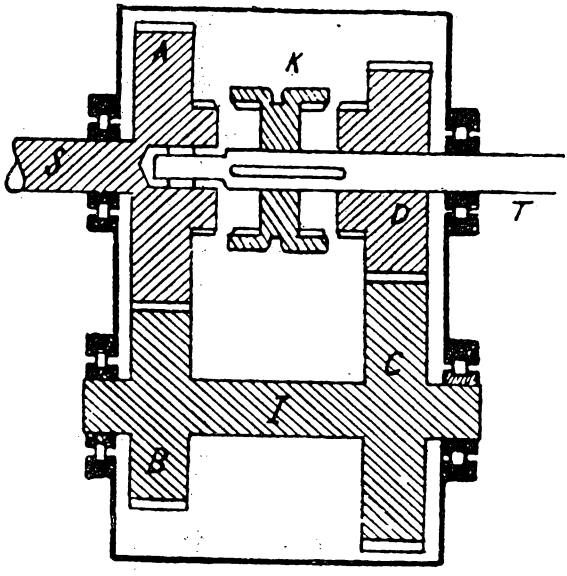


Fig. 120. — *Surmultiplicateur.*

B correspondant de l'arbre intermédiaire I; sur ce dernier est claveté un pignon C toujours en prise avec le pignon D monté fou sur l'arbre récepteur T; entre les deux pignons A et D peut coulisser un baladeur de crabotage K solidaire de l'arbre récepteur par un guidage à cannelures.

Fonctionnement. — Suivant que le baladeur K est craboté sur l'un des deux pignons A ou D, on obtient une transmission, sans modification ou, au contraire, un mouvement surmultiplié.

Le système de commande comporte, comme pour une boîte de vitesses, un levier de manœuvre, un coulisseau et une fourchette.

IV. — Roue libre.

La roue libre est un dispositif réalisant automatiquement une coupure dans le système de transmission, chaque fois que les roues motrices tendent à prendre une vitesse de rotation supérieure à celle que peut lui imprimer le moteur par l'intermédiaire des différents organes démultiplicateurs du mouvement : boîte de vitesses et systèmes d'attaque du différentiel.

Si, au moment où la voiture roule en palier, entraînée par le moteur, le conducteur laisse la commande d'accélérateur revenir rapidement au repos :

— le moteur tend à ralentir très rapidement;

— la voiture au contraire, par suite de son inertie, tend à ralentir son mouvement beaucoup plus lentement.

Dans les systèmes de transmission classiques les roues motrices tendent à entraîner le vilebrequin : pratiquement, par suite du travail résistant développé par le moteur, ce dernier joue le rôle de frein, jusqu'à ce que la voiture ait atteint une vitesse de marche correspondant, pour la démultiplication adoptée, à la vitesse de ralenti du moteur. Cette résistance, utile dans certaines circonstances (utilisation du frein moteur dans la descente des fortes rampes), est fréquemment nuisible au point de vue de l'utilisation rationnelle de la force vive acquise par le véhicule.

Si, au contraire, on réalise automatiquement une coupure dans la transmission au moment précis où le moteur cesse d'entraîner la voiture, celle-ci continue à rouler sur sa lancée, indépendamment du moteur et par conséquent sans lui demander aucun effort, pendant que ce même moteur prend rapidement son régime de ralenti.

Il existe déjà sur les systèmes de transmission habituellement utilisés deux dispositifs de coupure : l'embrayage et la boîte de vitesses, mais quand ils ne sont pas automatiques ils demandent, quand on les utilise pour la marche en roue libre, un certain doigté au moment où le conducteur veut rétablir la liaison du moteur avec les roues motrices.

Organisation du dispositif de roue libre.

La roue libre à cliquets, utilisée sur les bicyclettes, ne peut être employée en automobile, par suite des vitesses de rotation élevées atteintes par les différentes parties de la transmission : les chocs répétés des cliquets sur les dents de la roue à rochet fatigueraient en effet trop rapidement les deux organes. On lui préfère pour les

véhicules automobiles la roue libre « à coïncement » qui comprend les éléments suivants :

Sur l'arbre moteur A (fig. 121 et 122) est fixé un tambour creux C

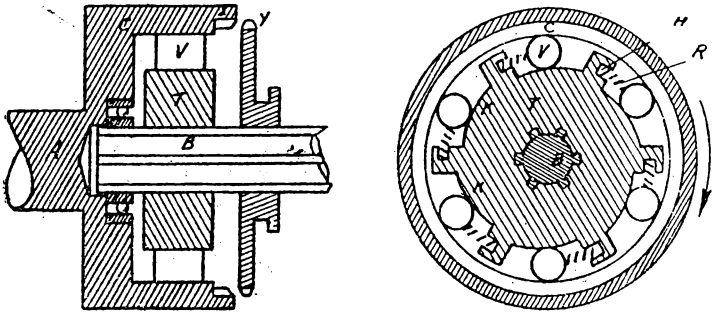


FIG. 121. — *Roue libre à rouleaux.*

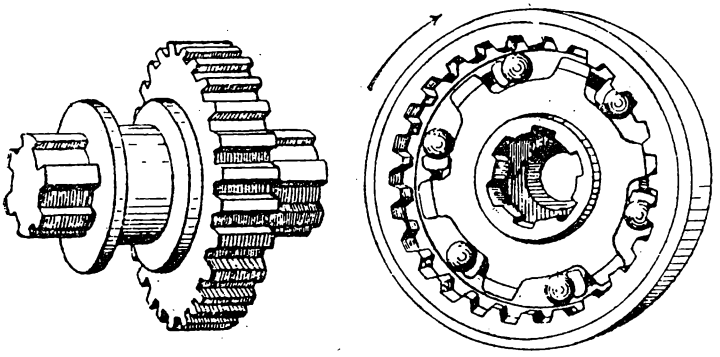


FIG. 122. — *Rour libre à billes.*

à l'intérieur duquel vient se centrer l'arbre récepteur B par l'intermédiaire d'un roulement à billes ou à rouleaux; immédiatement en arrière du roulement et toujours à l'intérieur du tambour creux C, l'arbre récepteur B porte un tambour cylindrique plein T sur le pourtour duquel sont ménagées un certain nombre de rampes K ayant toutes le même profil extérieur en forme de spirale. Les différentes rampes sont séparées les unes des autres par de petites dents H qui, sans effleurer le tambour C, déterminent un compartimentage de l'espace libre entre les deux surfaces. Dans chacun des compartiments est logé soit une bille, soit un rouleau V qu'un petit ressort R pousse constamment vers le sommet de l'angle formé par la rampe et la face interne du tambour C.

Quand l'arbre A tourne dans le sens de la flèche et que l'arbre B tend soit à rester immobile, soit à tourner moins vite, le frottement

du tambour C sur les billes ou les rouleaux tend à les entraîner vers le sommet de l'angle; comme cet angle, très faible, est toujours inférieur à l'angle de frottement de l'acier poli sur lui-même, il y a coincement des billes ou des rouleaux sur les deux tambours et tout l'ensemble tourne en formant bloc : A entraîne B.

Si au contraire B tend à tourner plus vite que A, les billes ou les rouleaux ont tendance à se déplacer en sens inverse, en comprimant le faible ressort qui les repousse, et arrivent ainsi dans une partie plus large du compartiment; le coincement disparaissant, B peut prendre le mouvement plus rapide que cherchent à lui imprimer les roues motrices.

Sur tous les dispositifs un système de crabotage XY, commandé par le conducteur, permet de rendre l'arbre B solidaire du tambour C, ce qui met la roue libre hors d'action et donne la marche dite « en roue serve ».

Les dispositifs à rouleaux sont actuellement les plus utilisés parce qu'ils donnent, en cours d'entraînement, des surfaces de contact plus grandes que les dispositifs à billes; on estime que pour éviter toute déformation des surfaces métalliques en contact, les efforts d'entraînement transmis par la roue libre ne doivent pas donner naissance à des pressions dépassant 500 à 600 kg. par millimètre carré.

Pour atteindre plus facilement ce résultat, certains constructeurs utilisent des dispositifs dont les cages de roulement contiennent trois ou quatre rouleaux par compartiment (fig. 123); les diamètres des

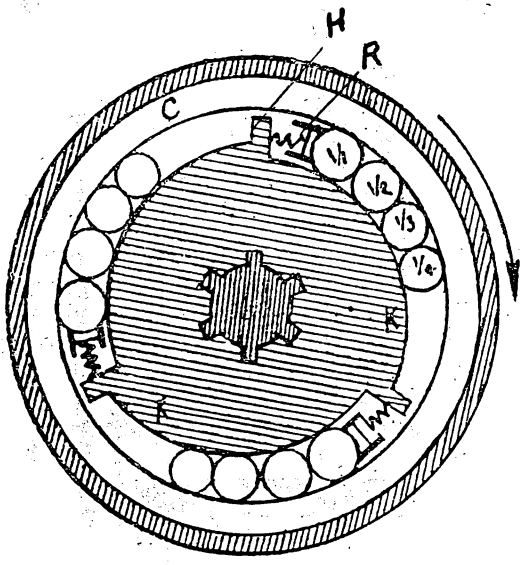


Fig. 123. — *Roue libre multirouleaux.*

rouleaux de chaque série sont alors échelonnés de façon telle que le coincement ait lieu simultanément pour tous les rouleaux.

Emplacement de la roue libre :

Elle peut être placée :

1° Sur un baladeur de la boîte de vitesses; son fonctionnement n'intéresse alors que les combinaisons liées à ce baladeur : prise directe et troisième par exemple, pour lesquelles la roue libre est la plus intéressante; le levier de manœuvre de la boîte peut être utilisé pour commander le blocage du dispositif, ce qui simplifie les commandes;

2° Sur l'arbre secondaire immédiatement en arrière du dernier pignon; la roue libre fonctionne alors à toutes les vitesses, mais doit être bloquée avant le passage sur la marche arrière; elle peut être encore dans ce cas commandée par le levier de manœuvre de la boîte;

3° Sur l'arbre de transmission : la commande doit être spéciale;

4° Sur le différentiel : un dispositif Sensaud de Lavaud l'utilise même à la place de l'ensemble planétaires et satellites du différentiel;

5° Sur les demi-arbres : il faut une roue libre par roue, ce qui complique la commande de blocage, toujours indispensable pour la marche arrière.

Pratiquement on utilise surtout les montages réalisés dans la boîte de vitesses : soit sur un baladeur, soit sur le secondaire, avant sa sortie de la boîte.

Organisation d'une boîte de vitesses à roue libre sur baladeur :

Sur l'arbre secondaire S (fig. 124) peut coulisser un manchon K

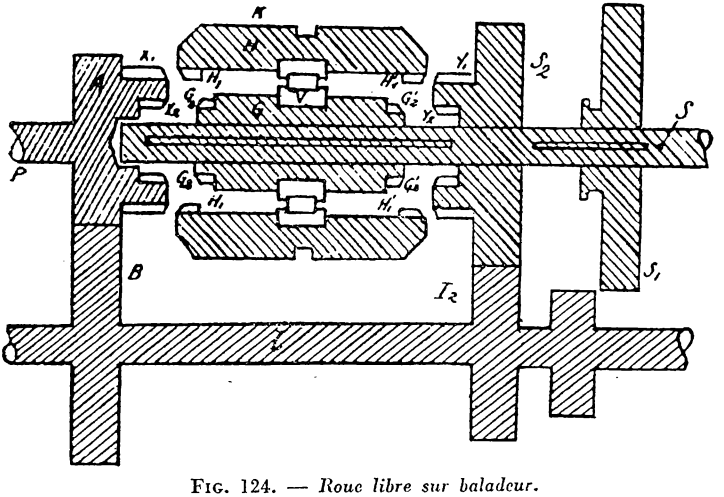


Fig. 124. — *Roue libre sur baladeur.*

commandé par une fourchette et constituant le baladeur de prise directe et de deuxième vitesse (1); il se compose de deux douilles concentriques entre lesquelles se trouve placé un dispositif de roue libre à rouleaux de coincement V.

La douille extérieure H porte à chacune de ses extrémités une denture intérieure H_1 (H′), la douille intérieure G porte elle aussi à chacune de ses extrémités une couronne dentée G (G′).

Le manchon K entraîne S par un dispositif à cannelures, prise constante et combinaison de deuxième vitesse étant du type silencieux à pignons toujours en prise (pignon S_2 fou sur son arbre); les pignons A et S_2 utilisés pour la prise-directe et la deuxième vitesse portent chacun :

— une couronne dentée X_1 (Y_1) pouvant être crabotée sur H_1 (H'_1);

— une couronne à denture intérieure X_2 (Y_2) pouvant être crabotée sur G_2 (G'_2).

Pour marcher en roue libre, il suffit de réaliser l'une des deux combinaisons en déplaçant, pour la deuxième vitesse par exemple, le manchon K vers la droite, jusqu'à ce que les dentures H'_1 et Y_1 soient en prise (déplacement permis par l'amplitude normale d'oscillation du levier de manœuvre).

Pour passer en roue serve sur la même combinaison, il suffit d'accentuer dans le même sens le déplacement du manchon K de façon à mettre également en prise les dentures G'_2 et Y_2; les deux douilles du manchon étant ainsi crabotées sur le même pignon S_2, la roue libre ne peut plus fonctionner. Ce déplacement s'obtient généralement en appuyant sur la poignée d'un cliquet, fixée à la poignée du levier de manœuvre de la boîte, et en accentuant l'oscillation de ce levier dans le sens d'enclenchement de la vitesse désirée.

Avantages et inconvénients de la roue libre.

Avantages. — La roue libre présente les avantages suivants :

a) Elle rend la manœuvre du changement de vitesse très facile, l'inertie des pièces en mouvement du côté de l'arbre secondaire étant très faible, au moment du changement de combinaison; le débrayage peut même, à la rigueur, ne pas être effectué pour passer les vitesses et il est parfaitement inutile, si l'on dispose d'une boîte dotée d'un dispositif de synchronisation; l'agrément de la conduite est parfait, le conducteur pouvant manier le levier des vitesses sans prendre d'autre précaution que lâcher l'accélérateur.

b) Elle permet de rouler sans bruit chaque fois que la voiture court sur sa lancée en roue libre; avec une prise constante avant,

(1) Pour une boîte à trois vitesses.

les pignons de la boîte tournent au ralenti pendant la marche en roue libre;

c) Elle permet au moteur de tourner au ralenti, pendant toutes les périodes où le conducteur cesse d'accélérer; l'économie d'essence réalisée peut aller jusqu'à 15 pour 100 de la consommation totale, à la condition toutefois que la moyenne réalisée reste faible, car la roue libre ne peut être utilisée raisonnablement aux vives allures;

d) Elle fait également réaliser des économies de lubrifiant; le frein moteur ne fonctionnant plus, les remontées d'huile n'ont plus lieu pendant le temps admission; l'encalaminage du moteur est diminué.

Inconvénients. — Par contre, on peut lui reprocher certains inconvénients :

a) L'huile employée dans la boîte doit être suffisamment fluide pour que sa viscosité ne provoque pas l'immobilisation des rouleaux dans une partie quelconque de leur compartiment;

b) L'emploi d'une roue libre demande une certaine expérience, pour passer, dans une descente, de roue libre en roue serve; le passage ne peut en effet se faire correctement que si le moteur entraîne la voiture; il faut donc que le conducteur appuie préalablement sur la pédale de l'accélérateur, même s'il estime que son véhicule a tendance à s'emballer ;

c) Il s'écoule un certain temps, au moment d'une reprise, avant que le moteur rattrape la transmission; ce fait est souvent gênant et peut, dans certains cas, être une cause de danger. Au moment où le moteur rattrape la transmission, on perçoit un à-coup assez net, peu favorable au confort; on doit donc accélérer doucement;

d) Le conducteur doit avoir des réflexes suffisants pour ne pas songer à utiliser le frein moteur lorsqu'il marche en roue libre; inversement, quand la roue libre est bloquée, le conducteur habitué à passer les vitesses sans débrayer et avec la plus grande facilité peut, s'il est inexpérimenté ou inattentif, détériorer la boîte de vitesses et provoquer des accidents; un dispositif de synchronisation monté sur les boîtes atténue cet inconvénient;

e) Les freins étant utilisés plus fréquemment, leur bon fonctionnement ainsi que leur résistance à l'usure ont une importance plus grande;

f) Il faut que le moteur ait un ralenti qui « tienne bien »; si le moteur cale quand on lâche brusquement l'accélérateur, l'inertie de la voiture n'intervient plus pour le remettre en marche. Il faut donc pratiquement un régime de ralenti un peu plus élevé qu'avec une transmission de type classique;

g) Le moteur tournant plus fréquemment au ralenti, il faut une dynamo de charge spécialement réglée, si l'on veut que les accumulateurs reçoivent tout l'ampérage qui leur est nécessaire;

h) Un moteur qui vient de chauffer se refroidit difficilement pendant la marche en roue libre (cas de la descente succédant immédiatement à une forte montée); le refroidissement du moteur doit donc être prévu en conséquence.

V. — Prise de puissance.

La prise de puissance appelée à tort « prise de force » ou « prise de mouvement », puisqu'en fait on demande à cet organe de la vitesse et du couple, est une sortie supplémentaire de la boîte de vitesses.

Elle est constituée par un arbre placé dans la boîte parallèlement aux autres. Le mouvement lui est communiqué par un engrenage composé d'un pignon claveté sur l'arbre primaire (cas des boîtes à prise constante à l'arrière, et des boîtes sans prise directe) ou sur l'arbre intermédiaire (boîtes à prise constante à l'avant) et d'un pignon claveté coulissant sur l'arbre de sortie de la prise de puissance et pouvant engrener avec le premier pignon de l'engrenage grâce à une commande formée d'un levier, d'une tringlerie et d'une fourchette s'engageant dans une gorge portée par le pignon coulissant.

Parfois la prise de mouvement est à deux vitesses, dans cette hypothèse il y a deux pignons clavetés sur l'arbre primaire (ou l'arbre intermédiaire) de la boîte et un baladeur à deux pignons sur l'arbre de prise de mouvement.

VI. — Compteur de vitesse.

Le compteur est actionné par une prise de mouvement sur le secondaire de la boîte de vitesses ou sur l'arbre de sortie du réducteur. Comme le couple à transmettre est très faible, la prise de mouvement est extrêmement sommaire (un pignon sur l'arbre de sortie) et le mouvement est transmis au compteur par un bowden.

Il comporte en général trois mécanismes accolés et dont certaines pièces sont communes.

D'abord, le totaliseur qui est composé d'engrenages très démultipliés et tels que chaque fois que le secondaire a tourné d'un angle correspondant à 100 m. de parcours le pignon final des engrenages du compteur a fait un tour, un taquet placé sur ce pignon fait alors avancer d'un dixième de tour une roue portant les 10 chiffres et se déplaçant devant une fenêtre laissant voir un seul chiffre. Cette roue porte elle-même un taquet faisant avancer d'un dixième une roue

identique quand le premier substitue devant la fenêtre le chiffre 0 au chiffre 9.

Il y a ainsi six roues côte à côte pour pouvoir marquer tous les nombres jusqu'à 100.000, de 0,1 en 0,1.

Puis un deuxième mécanisme analogue au premier s'appelant le compteur journalier, et dont on peut grâce à un bouton ramener la graduation à zéro; il permet d'enregistrer le kilométrage effectué en prenant comme point de départ le moment désiré (le totaliseur ne peut pas être ramené à zéro et indique en principe le nombre total de kilomètres parcourus par le véhicule depuis sa sortie de l'usine).

Le troisième mécanisme, l'indicateur de vitesse, se compose d'un cadran gradué en vitesse et devant lequel se déplace une aiguille dont la position est fixée par un appareil centrifuge formé de masselottes animées d'un mouvement de rotation transmis par le bowden reliant le compteur à la transmission. Souvent des traits indiquent les vitesses à ne pas dépasser avec les différentes combinaisons de la boîte (et éventuellement du réducteur).

On trouve sur quelques voitures un compte-tours, appareil analogue à l'indicateur de vitesse, mais qui est gradué en tours par minute du moteur, la prise de mouvement se fait alors sur le primaire de la boîte de vitesses. Le compte-tours est généralement seul : l'appareil ne comporte ni totaliseur ni compteur journalier.

Le compteur et éventuellement le compte-tours sont montés sur le tableau de bord (voir fascicule 13).

CHAPITRE IV

LA TRANSMISSION PROPREMENT DITE

GÉNÉRALITÉS.

Dans le sens le plus général, la transmission comprend tous les organes qui transmettent aux roues le mouvement du moteur.

Actuellement, on entend plutôt désigner seulement par ce mot les organes qui sont compris entre la sortie de la boîte de vitesses, du réducteur ou du multiplicateur, et les roues.

La boîte de vitesses étant fixée au châssis alors que les roues sont soumises à des jeux divers, nécessite des liaisons élastiques.

L'axe des roues étant en général perpendiculaire à l'axe de vilebrequin du moteur, la transmission doit comporter un renvoi d'angle.

Les mouvements relatifs des roues motrices qui peuvent avoir à parcourir des trajets différents exigent un organe appelé « différentiel » qui leur permette de tourner à des vitesses différentes.

Ce sont ces différents points que nous allons étudier.

I. — Les joints.

A) Joints déformables.

Nous avons vu que, entre les organes fixés au châssis et les roues motrices dont les déplacements par rapport à cet organe fixe sont causés par la suspension et parfois le braquage, il devait y avoir des liaisons élastiques.

Ces liaisons sont réalisées par des joints déformables qui doivent présenter les qualités suivantes :

— robustesse en raison des couples à transmettre;
— rusticité;
— bon rendement par réduction des frottements;
— légèreté et faible encombrement.

Ces joints auront à permettre des déplacements variés mais généralement de faible amplitude, qui peuvent se classer en trois catégories :

— translation axiale;

— translation non axiale;

— mouvement de rotation.

Ces déplacements ne seront que rarement simples et le constructeur se trouvera le plus souvent devant l'obligation de satisfaire à la fois à deux ou même à trois des catégories ci-dessus.

Les mouvements de la première catégorie ne demandent que des joints simples, nommés « joints coulissants ».

Les autres justifient l'emploi de joints dits « de cardan », qui peuvent eux-mêmes être :

— des joints simples de cardan;

— des joints élastiques;

— des joints homocinétiques.

Joints coulissants.

Les joints coulissants, permettant le déplacement relatif de deux arbres suivant leur axe commun, sont de réalisation simple. L'un des arbres porte des cannelures extérieures, l'autre est creux et porte à l'intérieur des cannelures correspondantes aux premières : l'emmanchement de ces deux arbres cannelés constitue le joint coulissant (fig. 125).

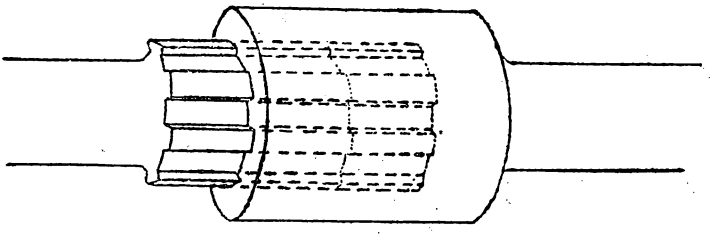


Fig. 125.

Joints de cardan.

Si les réalisations sont variées, le principe est toujours le même : deux arbres XA, YB sont reliés par l'intermédiaire d'une ou plusieurs pièces permettant deux rotations. L'une se faisant autour d'un axe A'A'' perpendiculaire à l'arbre XA, l'autre autour d'un

axe B'B'' perpendiculaire au deuxième arbre YB, mais également perpendiculaire à l'axe A'A'' et lié à lui (fig. 126).

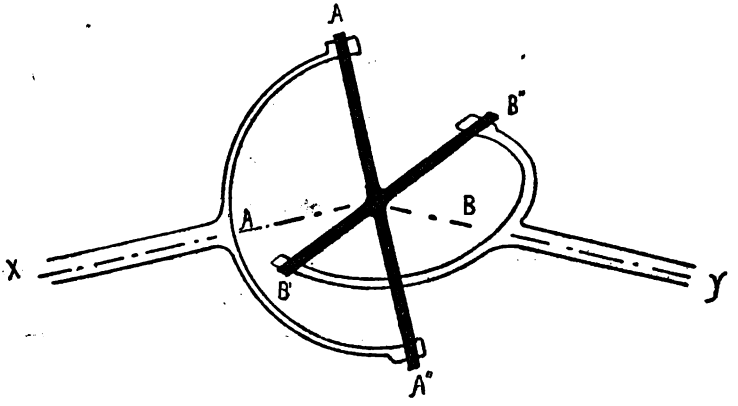


FIG. 126. — *Schéma d'un joint de cardan.*

Les arbres XA et YB sont concourants.

Le joint ainsi réalisé permet aux arbres d'avoir la même vitesse moyenne, mais leurs vitesses instantanées ne sont les mêmes que lorsque les deux arbres sont exactement dans le prolongement l'un de l'autre.

Fonctionnement du joint de cardan ; étude des vitesses.

Etablissons la relation qui existe entre les angles de rotation x de XO et y de YO (fig. 127).

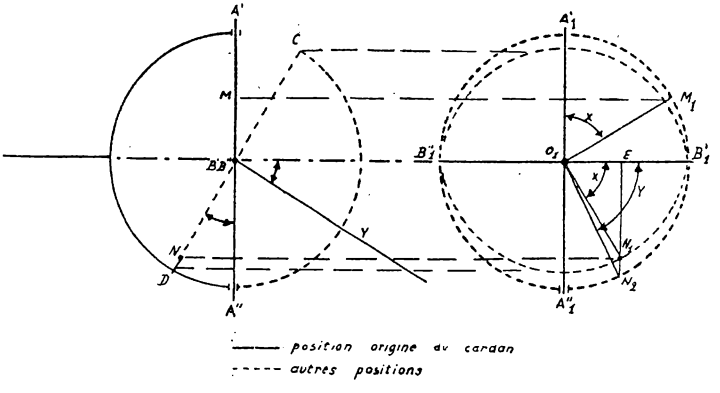


FIG. 127.

Les angles x seront comptés à partir de OA', c'est-à-dire à partir de la position où la branche du croisillon A'A'' est perpendiculaire

au plan des deux arbres (X O Y). Les angles Y seront comptés à partir de OB′ position correspondante de B′B″.

Prenons comme plans de projection le plan perpendiculaire à OX en O et le plan XOY. Soit φ l'angle des deux arbres. Les points A′ et A″ décrivent un cercle de centre O qui est situé dans le premier plan de projection et qui se rabat sur le second suivant le cercle de diamètre $A'_1A''_1$. Si on suppose les branches du croisillon égales, les points B′ et B″ décrivent un cercle égal au précédent situé dans le plan qui se projette sur le plan XOY, suivant le diamètre CD et sur le plan perpendiculaire à OX suivant une ellipse qui rabattue dans le plan XOY donne l'ellipse de grand axe B′ B″.

Lorsque l'arbre OX a tourné de l'angle x, A′ est venu au point M_1. Le point B'_1 est venu en N_1 tel que O_1N_1 soit perpendiculaire à O_1M_1 (en effet, l'angle droit MON a un côté parallèle au plan de projection, donc se projette en $M_1O_1N_1$ suivant un angle droit).

En rabattant autour de B′B″ le plan du cercle décrit par B′B″ sur le plan XOY, le point N_1 vient en N_2 (N_2 sur la perpendiculaire élevée de N_1, sur l'axe de rabattement et sur le rabattement du cercle lieu de B′B″, rabattement qui est confondu avec le cercle lieu de A′A″), la vraie grandeur de l'angle Y est $B'_1O_1N_2$.

On voit donc sur la figure que :

$$x = \widehat{B'_1O_1M_1}$$

et :

$$y = \widehat{B'_1O_1N_2}.$$

L'arbre BY n'a pas tourné du même angle que l'arbre AX.

Soit E le pied de la perpendiculaire N_2N_1 à $Bj_1B''_1$:

$$\frac{\operatorname{tg} x}{\operatorname{tg} y} = \frac{EN_1}{EN_2}.$$

Et puisque EN_1 est la projection de EN_2 :

$$\frac{EN_1}{EN_2} = \cos \varphi.$$

Donc :

$$\operatorname{tg} x = \operatorname{tg} y \cos \varphi \qquad (1)$$

Vitesses :

Partant de cette relation, on peut calculer les vitesses angulaires ω_x et ω_y des deux arbres :

$$\omega_x = \frac{dx}{dt}; \quad \omega_y = \frac{dy}{dt}.$$

En dérivant (1) par rapport au temps, il vient :

$$\frac{\omega_x}{\cos_2 x} = \frac{\omega}{\cos_2 y} \cos \varphi \quad \text{ou} \quad \frac{\omega_y}{\omega_x} = \frac{1}{\cos \varphi} \frac{\cos_2 y}{\cos_2 x}. \tag{2}$$

Eliminons y entre (1) et (2) en remarquant que :

$$\cos_2 y = \frac{1}{1 + \mathrm{tg}_2 y}.$$

Ce qui donne :

$$\cos_2 y = \frac{1}{1 + \cos_2 \varphi} = \frac{\cos_2 \varphi}{\cos_2 \varphi + \mathrm{tg}_2 x}.$$

Portons cette valeur dans (2) :

$$\frac{\omega_y}{\omega_x} = \frac{1}{\cos \varphi} \frac{\cos_2 \varphi}{(\cos_2 \varphi + \mathrm{tg}_2 x) \cos_2 x} = \frac{\cos \varphi}{\cos_2 \varphi \cos_2 x + \sin_2 x}.$$

$$= \frac{\cos \varphi}{(1 - \sin_2 \varphi) \cos_2 x + \sin_2 x} = \frac{\cos \varphi}{1 - \sin_2 \varphi \cos_2 x} \tag{3}$$

En partant des mêmes formules (1) et (2) et en éliminant $\cos_2 x$, on aurait trouvé :

$$\frac{\omega_y}{\omega_x} = \frac{1 - \sin_2 y \sin_2 \varphi}{\cos \varphi}. \tag{4}$$

De la formule (1) on déduit, ce qui est évident *a priori*, que l'arbre YB fait un demi-tour lorsque l'arbre XA fait un demi-tour. Mais la formule (3) montre que, si la vitesse de XA est uniforme ($\omega_x = C^{te}$), celle de YB ne l'est pas.

Construisons la courbe représentant les variations de ω_y, en fonction du temps (ou en fonction de x, ce qui revient au même puisque nous supposons ω_x constant).

Prenons dans la formule (3) la dérivée de ω_y par rapport à x :

$$\frac{d\,\omega_y}{dx} = - \omega_x \cos \varphi \frac{2 \sin_2 \varphi \cos x \sin x}{(1 - \sin_2 \varphi \cos_2 x)_2}$$

$$= - \frac{\omega_x \sin_2 \varphi \cos \varphi \sin_2 x}{(1 - \sin_2 \varphi \cos_2 x)_2}$$

expression qui s'annule lorsque $2x = k\pi$ ou $x = k\frac{\pi}{2}$. D'où le tá-

bleau des variations de ω_y en fonction de x (pour x compris entre O et 2π).

x	0		$\frac{\pi}{2}$		π		$\frac{3\pi}{2}$		2π
$2x$	0		π		2π		3π		4π
$\sin 2x$	0	+	0	—	0	+	0	—	0
$\frac{d\omega_y}{dx}$	0	—	0	+	0	—	0	+	0
ω_y	$\frac{\omega_x}{\cos\varphi}$	↘	$\omega_x \cos\varphi$	↗	$\frac{\omega_x}{\cos\varphi}$	↘	$\omega_x \cos\varphi$	↗	$\frac{\omega_x}{\cos\varphi}$

D'où la courbe (en supposant $\varphi = 30^o$) (fig. 128) :

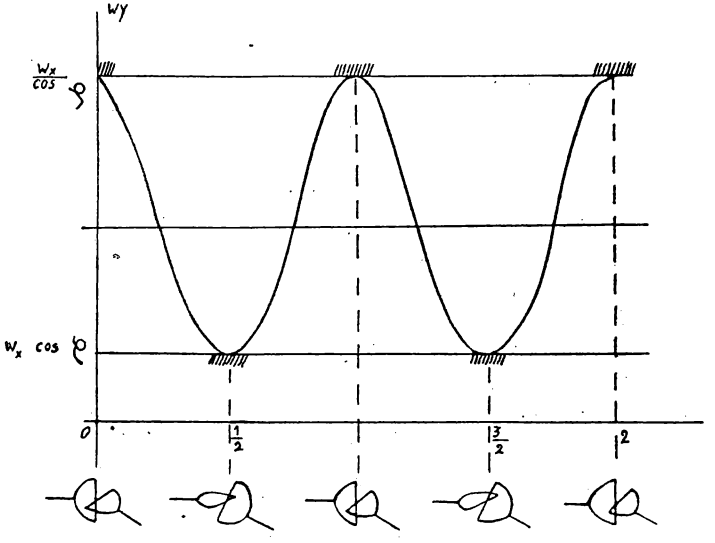


Fig. 128.

Le tableau ci-après fait connaître les valeurs maximum et minimum de ω_y pour différentes valeurs de y comprises entre 0 et 45°, en supposant $\omega_x = 1.000$ t.-m., et indique en 0/0 de ω_x la valeur de la différence entre le maximum et le minimum.

On a :

$$\frac{\omega\ (\max) - \omega\ (\min)}{\omega_x} = \frac{1}{\cos\varphi} - \cos\varphi = \frac{\sin^2\varphi}{\cos\varphi}$$

formule qui permet le calcul des valeurs figurant dans le tableau suivant :

φ EN DEGRÉS.	ωy maximum.	ω y minimum.	$\frac{(\omega y)\max - (\omega y)\min}{x}$ en %.
0.....	1000	1000	0
5.....	1004	996	0,8
10.....	1015	985	3
15.....	1035	966	3,9
20.....	1064	940	12,4
25.....	1103	906	19,7
30.....	1155	866	28,9
35.....	1221	819	40,2
40.....	1305	766	53,9
45.....	1414	707	70,7

Au cas où l'arbre menant et l'arbre mené doivent prendre l'un par rapport à l'autre des inclinaisons importantes, on est obligé d'avoir recours à différents artifices. Si l'on dispose de suffisamment de place on peut placer aux deux extrémités d'un arbre deux joints de cardan semblables. Seule, la partie comprise entre les deux joints n'est pas animée d'un mouvement uniforme. Si l'on ne dispose pas de place suffisante on emploie alors des joints spéciaux dits : « homocinétiques », qui transmettent des vitesses instantanées rigoureusement identiques.

Conditions à réaliser par un joint double pour qu'il soit homocinétique.

Supposons par exemple que les arbres menant X et mené Z sont réunis par un arbre intermédiaire Y, couplé à chacun des deux premiers par un joint de cardan (voir fig. 129).

a) *Solution géométrique.* — Soient :

φ, l'angle de X avec Y;
ω', l'angle de Z avec Y;
ON_1, perpendiculaire à X dans le plan XY;
OP_1, perpendiculaire au plan XY;
$O'N_1$, perpendiculaire à Z dans le plan XY;
$O'P_1$, perpendiculaire au plan YZ.

Supposons qu'à l'instant origine la branche du croisillon O soli-

daire de l'arbre Y occupe la position OP_1 et soit $O'Q$ la position occupée par la branche du croisillon O' solidaire de Y.

Posons :

$$\widehat{P_2O'Q'} = \alpha.$$

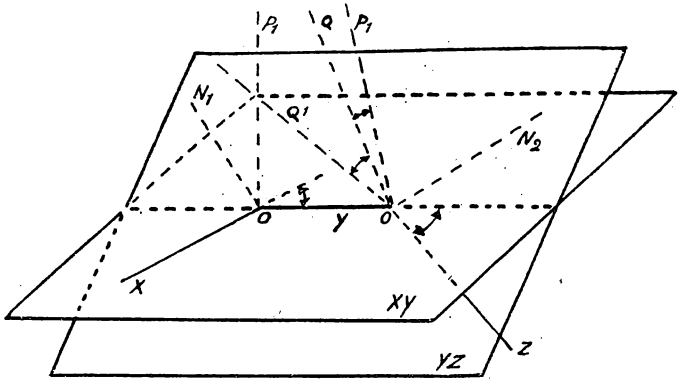


FIG. 129.

Lorsque l'arbre X tourne de l'angle x à partir de la position XON_1, l'arbreY tourne de l'angle y à partir de la position YOP_1. Le croisillon $O'Q$ vient alors occuper la position $O'Q$ telle que :

$$\widehat{QO'Q'} = y.$$

La rotation z de l'arbre Z correspondant à la position x de l'arbre X est la différence de deux angles :

z_2 correspondant à la rotation $y_2 = \widehat{P_2O'Q'}$

z_1 correspondant à la rotation $\alpha = \widehat{P_2O'Q'}$.

Les angles y, y_2 et α sont liés par la relation :

$$y = y_2 - \alpha.$$

En appliquant à chacun des joints la formule (1) précédemment établie (voir fonctionnement des joints de cardan), il vient :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} x &= \operatorname{tg} y \cos \varphi \quad (1) \\ \operatorname{tg} z_2 &= \operatorname{tg} y \cos \varphi' \quad (5) \\ \operatorname{tg} z_1 &= \operatorname{tg} x \cos \varphi' \end{aligned}$$

Pour qu'à une vitesse quelconque de l'arbre X corresponde une vitesse égale de l'arbre Z, il faut et il suffit que la différence $x - z$ soit constante, quel que soit x.

Or, puisque l'angle α est constant, il en est de même de z_1, la condition précédente s'écrit donc :

$$x = z_2 + C,$$

dans laquelle C est une constante.

L'équation (5) précédente devient :

$$\operatorname{tg}(x - C) = \operatorname{tg}(y + \alpha) \cos \varphi'$$

$$\frac{\operatorname{tg} x - \operatorname{tg} C}{1 + \operatorname{tg} x . \operatorname{tg} C} = \frac{(\operatorname{tg} + \operatorname{tg} \alpha) \cos \varphi'}{1 - \operatorname{tg} y . \operatorname{tg} \alpha}$$

ou, en remplaçant tg y par sa valeur tirée de (1) :

$$\frac{\operatorname{tg} x - \operatorname{tg} C}{1 + \operatorname{tg} x . \operatorname{tg} C} = \frac{\dfrac{\cos \varphi'}{\cos \varphi} \operatorname{tg} x + \operatorname{tg} \alpha . \cos \varphi'}{1 - \operatorname{tg} x \dfrac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}} \qquad (6)$$

Cette expression (6) doit être vérifiée identiquement quel que soit x, il est donc nécessaire et suffisant que :

$$\begin{cases} \dfrac{\cos \alpha'}{\cos \alpha} = 1 \\ \operatorname{tg} \alpha . \cos \varphi' = \dfrac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}. \end{cases}$$

Deux solutions :

a) $$\operatorname{tg} \alpha \neq 0 \begin{cases} \cos \varphi = \cos \varphi' \\ \cos \varphi \cos \varphi' = 1. \end{cases}$$

$\varphi = \varphi' = 0$, les 3 arbres XYZ sont dans le prolongement les uns des autres (sans intérêt);

b) $$\operatorname{tg} \alpha = 0; \ \cos \varphi = \cos \varphi'$$

$$\alpha = 0 \text{ avec } \begin{cases} \text{soit } \varphi' = \varphi \\ \text{soit } \varphi' = 2\pi - \varphi. \end{cases}$$

Le mouvement ne se transmet de X à Z de façon homocinétique que :

— si les arbres X et Z font le même angle avec Y;

— si les branches des croisillons solidaires de l'arbre intermédiaire passent simultanément par les positions OP_1 et $O'P_2$, c'est-à-dire si elles font entre elles un angle égal à l'angle des deux plans XY et YZ.

Pratiquement, cette deuxième condition ne peut être réalisée que si les deux arbres extrêmes sont dans un même plan et si les fourches situées aux deux extrémités de l'arbre intermédiaire sont elles-mêmes disposées dans un même plan.

Autrement dit, il faut et il suffit :

— ou bien que les deux arbres Y et Z soient parallèles, les deux fourches de Y étant situées dans le même plan (fig. 130 *a*);

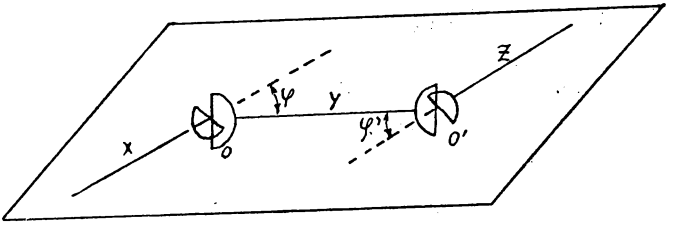


FIG. 130 *a*.

— ou bien que les deux arbres Z et X se rencontrent en un point D et que les deux joints soient symétriques par rapport au plan passant par la bissectrice de l'angle XDZ et perpendiculaire au plan XDZ (ou XYZ) (fig. 130 *b*).

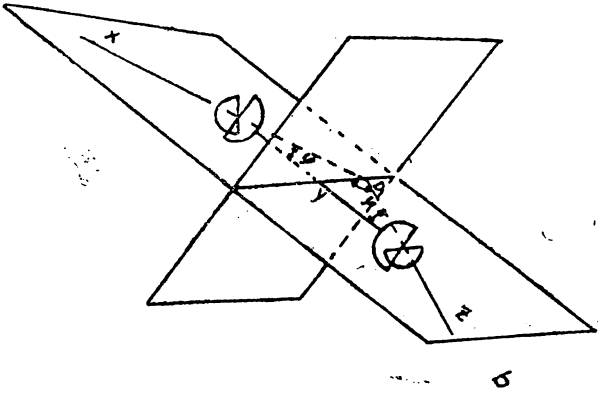


FIG. 130 *b*.

b) *Solution algébrique.* — Nous avons vu que la relation entre les vitesses ω_x et ω_y s'écrit :

$$\frac{\omega_x}{\omega_y} = \frac{1 - \sin_2 \varphi \cos_2 x}{\cos \varphi}. \qquad (1)$$

Supposons que l'on ait deux joints en série et appelons les 3 arbres X, Y, Z, leurs vitesses ω_x, ω_y, ω_z, leurs angles de rotation x, y, z.

Entre les vitesses des arbres X et Y nous avons la relation (1) et entre les arbres Z et Y la relation (2) (α étant l'angle des arbres Z et Y).

$$\frac{\omega_z}{\omega_y} = \frac{1 - \sin_2 \varphi' \cos_2 z}{\cos \varphi'}. \qquad (2)$$

Pour que l'ensemble constitue un joint homocinétique, il faut : $\omega_z = \omega_x$:

$$\frac{\omega_x}{\omega_z} = \frac{1 - \sin_2 \varphi \cos_2 x}{\cos \varphi} \cdot \frac{\cos \varphi'}{1 - \sin_2 \varphi' \cos_2 z}$$

si $\omega_x = \omega_z$ $\qquad z = x + \alpha$ $\qquad (\alpha = \text{constante})$

donc :

$$(1 - \sin_2 \varphi \cos_2 x) \cos \varphi' \equiv [1 - \sin_2 \varphi' \cos_2 (x + \alpha)] \cos \varphi$$

et successivement :

$$\cos \varphi' - \cos \varphi' \sin_2 \varphi \cos_2 x \equiv \cos \varphi - \cos \varphi \sin_2 \varphi' (\cos_2 x \cos_2 \alpha + \sin_2 x \sin_2 \alpha - 2 \cos x \cos \alpha \sin x \sin \alpha).$$

On peut déjà écrire la première condition :

$\cos \varphi = \cos \varphi'$ d'où : $\sin \varphi = \sin_2 \varphi'$; $\varphi' = \varphi$ ou $-\varphi$

L'équation se simplifie en supposant :

$$\varphi \neq 0 \quad \text{et} \quad \neq \frac{\pi}{2} \text{ (cas ayant seul de l'intérêt),}$$

on a :

$$\cos_2 x \equiv \cos_2 x \cos_2 \alpha + \sin_2 x \sin_2 \alpha - \sin 2x \sin \alpha \cos \alpha.$$

$$(\cos_2 x - \sin_2 x) \sin_2 \alpha + \sin 2x \sin \alpha \cos \alpha \equiv 0$$

$$\cos 2x \sin_2 x + \sin 2x \sin \alpha \cos \alpha \equiv 0,$$

ce qui entraîne :

$$\sin_2 \alpha = 0 \quad \text{et} \quad \sin \alpha \cos \alpha = 0 \quad \text{d'où} \quad \alpha = 0.$$

Il y a homocinétie si :

$\alpha = 0$, les branches des croisillons solidaires de Y passent simultanément par les perpendiculaires au plan XY pour la première et au plan YZ pour la deuxième — pratiquement cette condition ne peut être vérifiée que si les deux arbres sont dans un même plan;

$\varphi' = \varphi$ ou $-\varphi$, les arbres X et Z font le même angle avec Y. Résultat évidemment identique à celui déjà trouvé.

Réalisation d'un joint de cardan.

On peut réaliser un joint de cardan de différentes façons. Les plus employées sont les suivantes :

a) *Cardan à croisillon.* — Un croisillon rigide A'A''B'B'' touril-

lonne dans les fourches A′ AA″ et B″ BB″ portées par les arbres X et Y. Pour faciliter le montage, on a parfois construit un joint légèrement modifié (fig. 131) dans lequel l'axe B′B″ est fixé à la fourche B′B″ et tourillonne à l'intérieur du bras A′A″ qu'il traverse.

Dans les joints à croisillon modernes, on recherche le rendement et la solidité. Le type de ces joints est le joint Spicer.

Joint Spicer à aiguilles.

La robustesse et la rusticité sont obtenues en réduisant le nombre de pièces et la longueur des bras. Le croisillon est donc court et trapu, en une seule pièce. Pour pouvoir le monter dans les fourches, le diamètre de ses tourillons est nettement inférieur au diamètre des portées. La différence entre les deux est comblée par un roulement à aiguilles emmanché par l'extérieur et maintenu par des circlips. Une fois monté l'ensemble est très compact, très ramassé. Des graisseurs sont prévus sur les joints qui fatiguent beaucoup. Parfois les roulements sont graissés au montage et la réserve de lubrifiant contenue dans le joint n'a pas à être renouvelée car les cuvettes sont étanches. L'ensemble est peu encombrant, rustique et d'un bon rendement (fig. 131). La figure 132 représente un joint

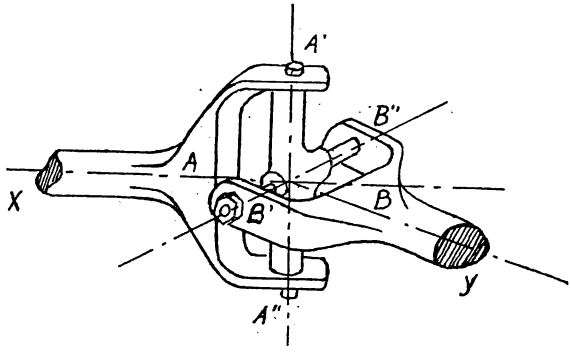


Fig. 131.

Spicer-Glaenzer monté coulissant, c'est-à-dire combiné avec le joint coulissant que nous avons déjà vu.

b) *Cardan à couronne.* — La partie centrale du croisillon est supprimée; les portions utiles (appelées dés) des axes du croisillon sont seules conservées et rendues solidaires les unes des autres par une couronne (fig. 133). La réalisation représentée par la figure, particulièrement simple, convient pour les très faibles puissances.

c) *Joint à noix.* — Le croisillon est remplacé par une sphère d'acier trempé qui est creusée de deux rainures disposées dans deux plans

diamétraux perpendiculaires; chacun des arbres X et Y se termine

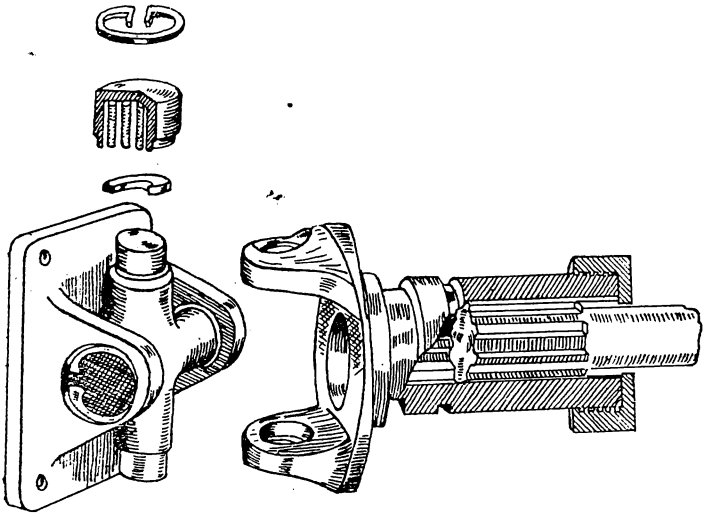


Fig. 132.

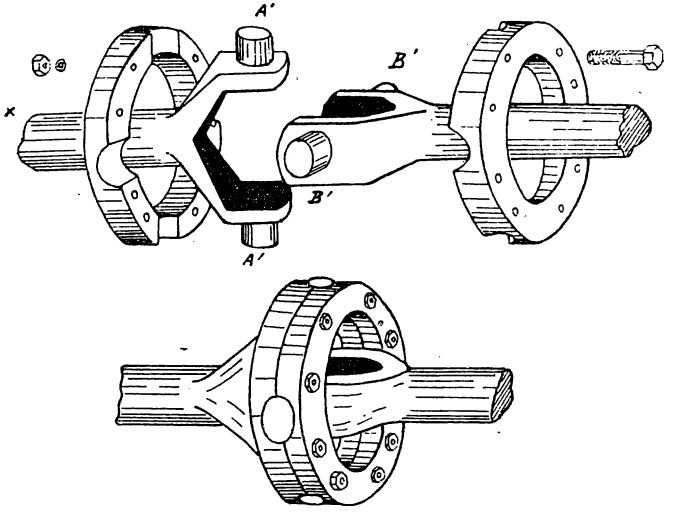


Fig. 133.

par une fourche qui s'ajuste dans une des rainures (fig. 134). Le rendement de ce joint est médiocre, trop de frottement.

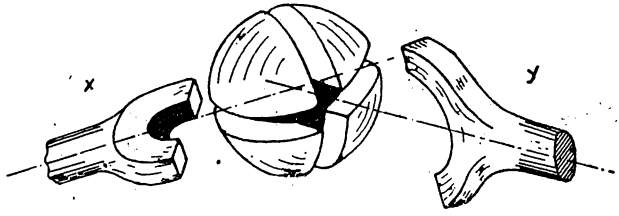


Fig. 134.

d) *Joint à dés coulissants.* — L'un des arbres se termine par un cylindre coupé d'une large entaille diamétrale (fig. 135). L'autre arbre porte, perpendiculairement à son axe, deux tourillons sur lesquels sont montés deux dés qui peuvent coulisser dans ce logement. Leur face extérieure est sphérique de même rayon que le cylindre qui constitue le fond de l'entaille.

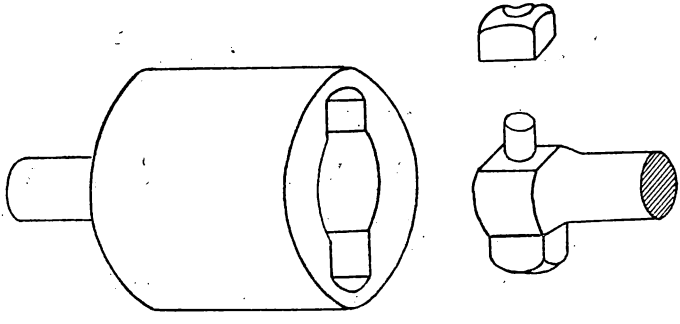


Fig. 135.

On retrouve les deux axes de rotation perpendiculaires de tous les joints de cardan :

— l'axe des tourillons;

— l'axe perpendiculaire au plan diamétral de l'entaille et passant par le centre de la sphère.

B) Joints élastiques.

Ces joints, qui ne sont pas des joints de cardan, peuvent cependant en tenir lieu dans certains cas.

Dans ces joints, le mouvement est transmis, de l'arbre menant à l'arbre mené, par l'intermédiaire d'un corps élastique dont les

déformations permettent le déplacement relatif des deux arbres (fig. 136).

On a réalisé de très nombreux joints de cette catégorie. Leur principal avantage est de n'exiger aucun entretien. Mais dès que l'angle des deux arbres (menant et mené) est important, leur rendement diminue beaucoup. Les torsions et flexions répétées du corps élastique entraînent son échauffement, par suite sa détérioration et une perte de puissance assez sensible.

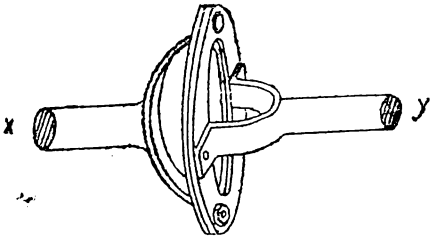


Fig. 136. — *Joint à lames élastiques.*

Les joints élastiques sont surtout employés :

1° Lorsque l'on craint simplement un défaut d'alignement de deux arbres comme par exemple pour l'entraînement de différents organes annexes (magnéto, etc.), ou dans la transmission de mouvement entre deux organes suspendus : boîte de vitesses et boîte auxiliaire, boîte de vitesses et différentiel suspendu, etc.;

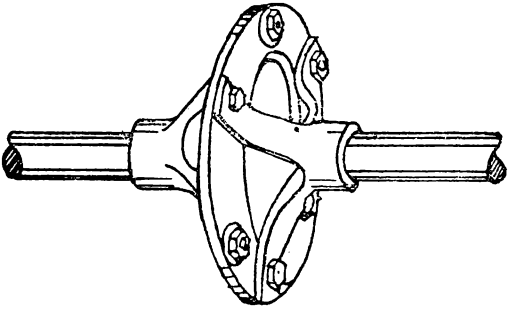


Fig. 137. — *Joint en cuir.*

2° Pour l'accouplement d'arbres qui n'ont que des déplacements relatifs faibles ou qui ne transmettent que de faibles puissances, transmission longitudinale sur de petites voitures;

3° Pour donner une certaine souplesse à la transmission et éviter les vibrations de torsion.

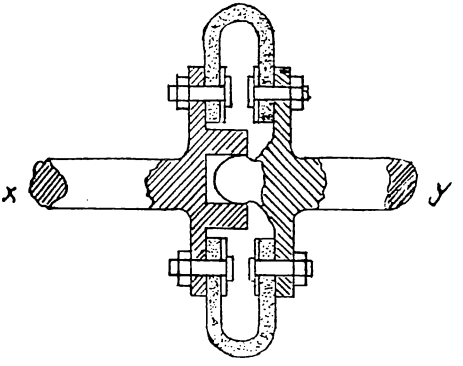


Fig. 138. — *Flector.*

Les figures 136, 137 et 138 représentent des joints simples, bon marché, employés sur petites voitures.

La figure 139 représente un joint « Layrub » utilisé entre boîte de vitesses et boîte auxiliaire.

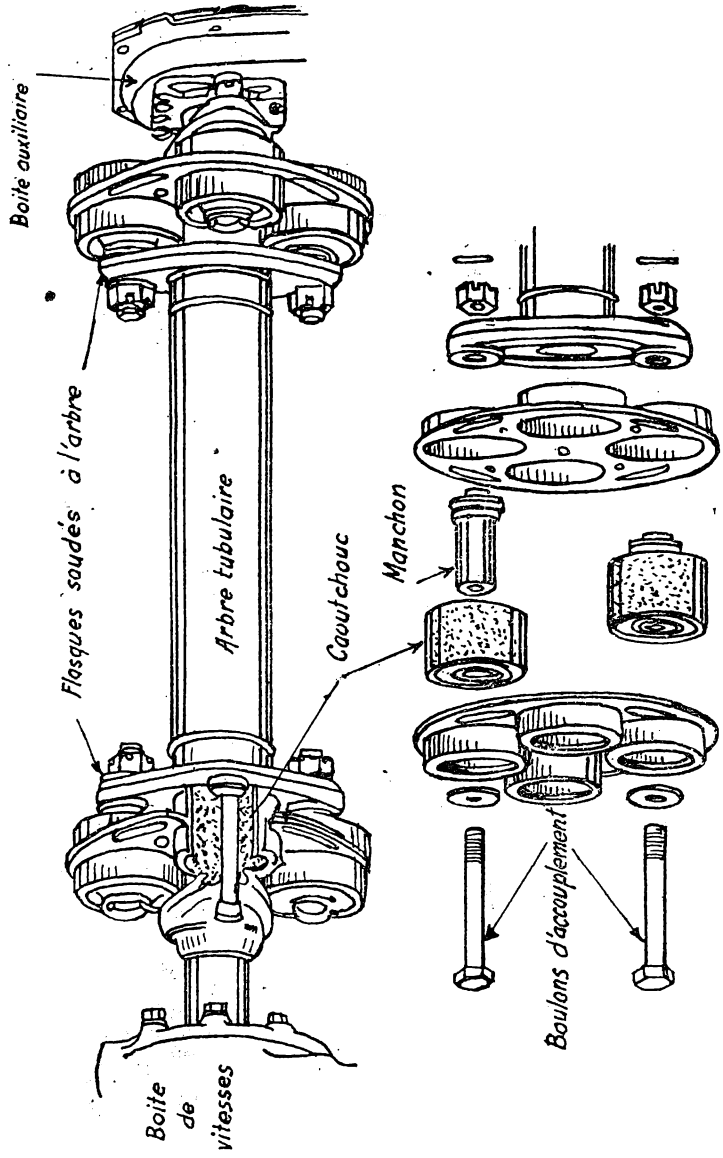


FIG. 139. — *Joint élastique « Layrub ».*

Les joints Paulstra, Cardaflex et Périflex (fig. 140) plus modernes permettent des déplacements angulaires de 10° entre les deux arbres. Ils sont montés sur plusieurs voitures de série. Les éléments de caoutchouc adhérant doivent travailler le moins possible en marche normale, c'est-à-dire que l'on doit faire en sorte que les arbres soient dans le prolongement l'un de l'autre lorsque la voiture est normalement chargée.

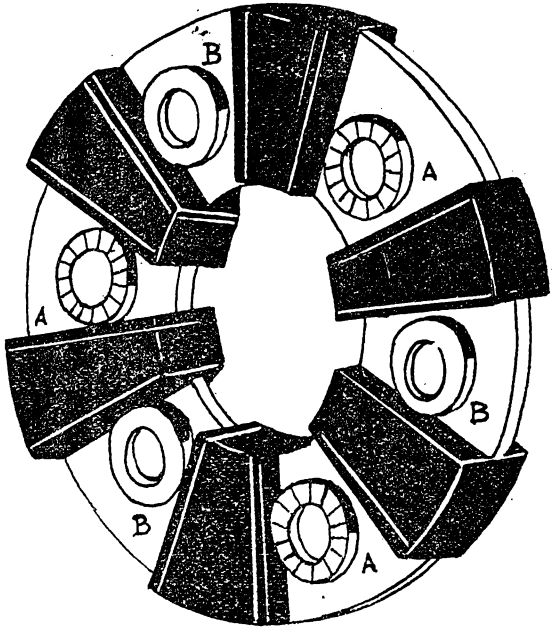


Fig. 140.

C) Les joints homocinétiques.

Nous avons vu dans l'étude des joints de cardan que le mouvement transmis par l'intermédiaire d'un tel joint n'est pas intégralement reproduit. L'arbre mené a un mouvement spasmodique, ce qui peut présenter des inconvénients sérieux, en particulier quand les roues motrices sont également directrices, l'angle de braquage pouvant atteindre 40°.

La transmission du mouvement de rotation, entre deux arbres dans le prolongement l'un de l'autre, se fera à même vitesse instantanée, par l'utilisation de joints homocinétiques dont nous avons établi les conditions de réalisation.

On peut les grouper en deux familles :

Les JOINTS DOUBLES dans lesquels on place symétriquement deux joints assymétriques. Sur ce type, sont construits toute une série de joints dérivés du joint de cardan simple et appelés souvent joints de Hooke;

Les JOINTS SIMPLES dans lesquels la transmission se fait dans le plan de symétrie des deux arbres.

Certains joints ne sont pas parfaitement homocinétiques. Ils donnent cependant satisfaction et sont constamment utilisés dans la pratique.

Il existe quantité de joints homocinétiques qui ont été et même qui sont encore employés (joints Parvillé, Weis, Retel, Mechanic Crompton, etc.).

Nous n'étudierons ici que les plus modernes et les plus couramment employés.

Parmi les joints doubles :

— le joint à noix Tracta;

— le joint à croisillon Spicer-Glaenzer.

Parmi les joints simples :

— le joint à biellettes Vanroggen;

— les joints à billes Rzeppa et Bendix.

a) *Joint Tracta.* — Les deux arbres X et Z sont terminés par une fourche embrassant une double noix centrale et pouvant coulisser dans une rainure creusée dans la noix. Ils peuvent donc tourner autour d'un axe perpendiculaire à leur fourche et passant par le centre de la rainure correspondante (fig. 141).

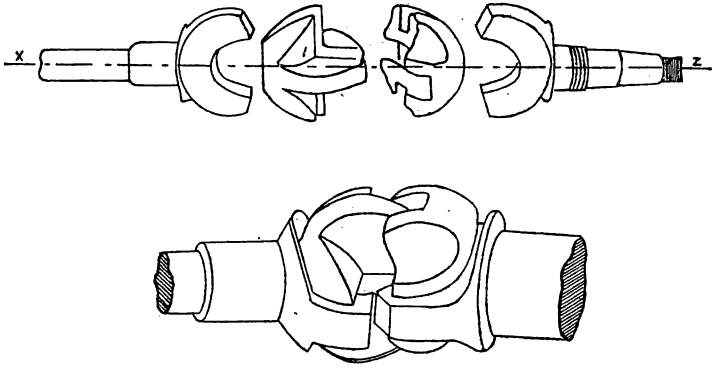


FIG. 141. — *Joint Tracta (Brevets Ténaille).*

Une des noix porte un tenon, l'autre est creusée d'une mortaise. Le tenon et la mortaise sont situés dans des plans perpendiculaires

au plan des fourches et le tenon peut coulisser dans la mortaise tout en provoquant l'entraînement de l'arbre Z. Par cette disposition les axes de rotation des fourches restent constamment dans le même plan.

L'un des arbres Z comporte une partie centrale sphérique P de centre B : le prolongement de Z passe par B (fig. 142).

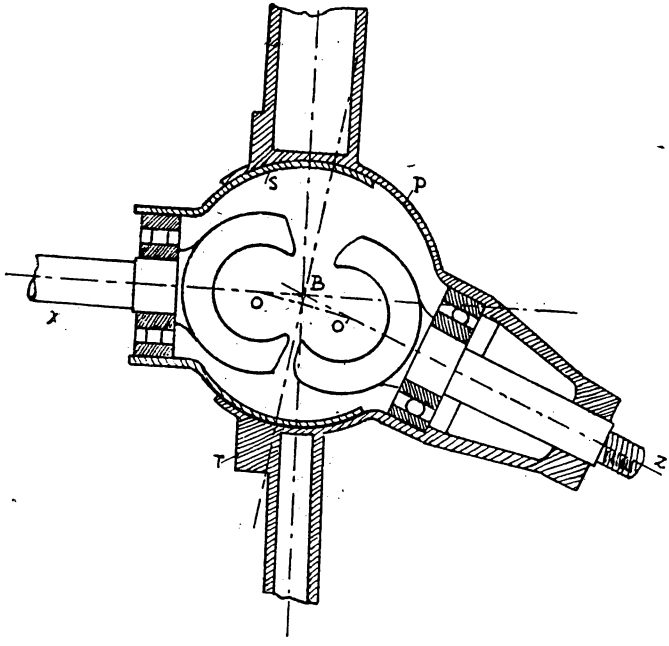


FIG. 142. — *Joint Tracta.*

L'autre arbre X est guidé par une pièce terminée par une partie sphérique S, de même rayon que P. Cette sphère S vient s'emboîter dans la sphère P de façon que leurs deux centres coïncident et elle reste maintenue par une pièce porte-feutre T.

L'arbre X passe également par le centre B de la sphère P. Le système étant en place, les deux noix sphériques restent constamment tangentes intérieurement à la sphère P.

On conçoit que les deux arbres peuvent prendre des inclinaisons variables l'un par rapport à l'autre, tout en se rencontrant au centre B.

Le joint Tracta est rigoureusement homocinétique.

b) *Joint double Spicer-Glaenzer* (fig. 143 et 144). — L'arbre menant X et l'arbre mené Z portent chacun un joint à croisillons. L'arbre intermédiaire est constitué par une douille Y sur laquelle s'articulent, de chaque côté, les axes des croisillons.

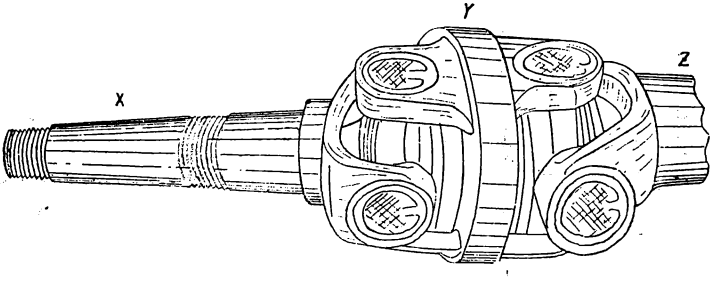


Fig. 143. — *Joint double « Spicer-Glaenzer »*.

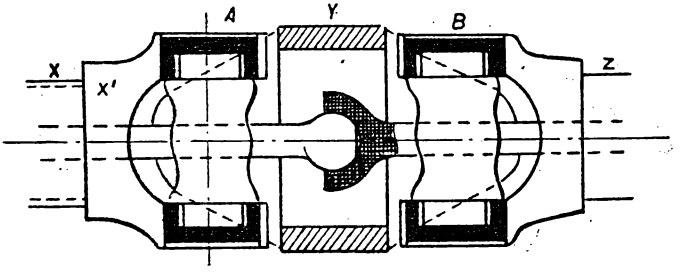


Fig. 144. — *Joint « Spicer-Glaenzer »*.

Pour que le joint soit homocinétique, il est nécessaire que les deux arbres se rencontrent quelles que soient leurs orientations respectives et que le plan de symétrie de la douille coïncide constamment avec le plan passant par la bissectrice de l'angle de deux arbres et perpendiculaires au plan de ces deux arbres.

Dans ce but (fig. 144), sur la fourche B solidaire de l'arbre Z est fixée une rotule de guidage constituée par une sphère creuse, la fourche A, solidaire de l'arbre X, porte une bille qui peut coulisser dans l'arbre X et qui est engagée dans la rotule.

On réalise ainsi un joint qui remplit les conditions d'homocinétie d'une façon satisfaisante mais non absolue.

En effet soient (fig. 145) :

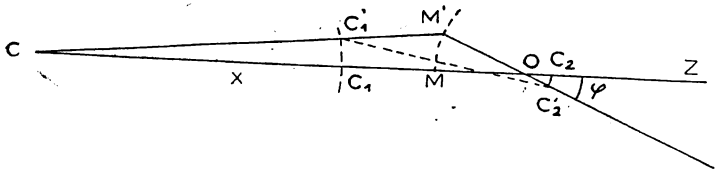


Fig. 145.

M le centre de la rotule;

C_1 et C_2 ceux des croisillons.

L'arbre Z comporte un point fixe O qui peut être choisi arbitrairement : c'est, par exemple, pour un joint de traction avant, le point situé sur l'axe de pivotement de la roue.

L'arbre X comporte également un point fixe en C, par exemple à la sortie du différentiel.

Si l'on fait pivoter l'arbre Z autour du centre O de l'angle φ, le point M qui fait partie de cet arbre décrit un arc de cercle O et vient en M'.

On obtient la nouvelle position de l'arbre X, en joignant CM'. Le point C_1 de l'arbre X décrit un arc de cercle de centre C et vient en C'_1.

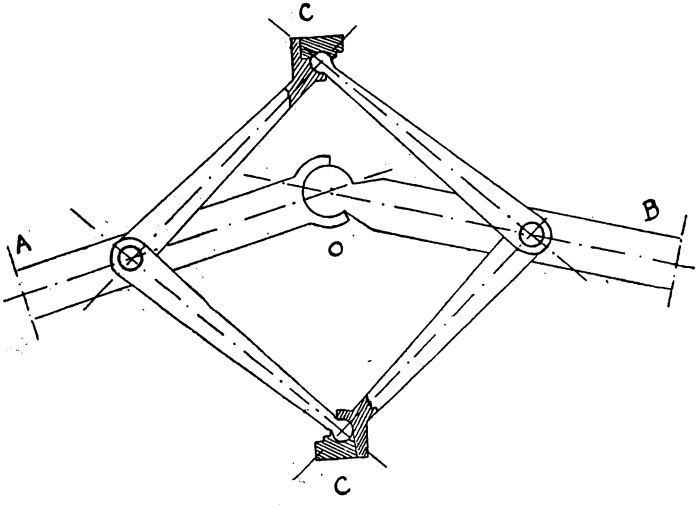


Fig. 146. — *Schéma du joint « Van Roggen ».*

Enfin C_2 tourne avec l'arbre Z et vient en C'_2.

La distance C_1 M a augmenté pendant la rotation d'où nécessité de disposer une bille coulissante dans l'arbre X, tandis que la distance C_2M reste obligatoirement constante.

Si le point M est convenablement choisi, il existe une position de l'arbre Z, telle que la distance variable C'_1M' est égale à C'_2M'. Pour cette position seulement, le triangle $C'_1M'C'_2$ est isocèle et le joint rigoureusement homocinétique.

c) *Joint Van Roggen.* — C'est un des plus vieux joints homocinétiques qui est ressorti peu avant la guerre sous le nom de Van Roggen sur les voitures Minerva en Belgique. Il est surtout intéressant parce qu'il réalise très simplement la condition de symétrie dans la transmission du mouvement.

Les deux arbres A et B sont concourants (fig. 146) et s'articulent par une rotule O, ils portent les biellettes d'égale longueur, dont les rotules d'articulation C se trouvent par conséquent dans le plan bissecteur de l'angle AOB. Le joint est donc bien homocinétique.

d) *Joint Rzeppa.* — Ce joint comprend (fig. 147) une noix à billes

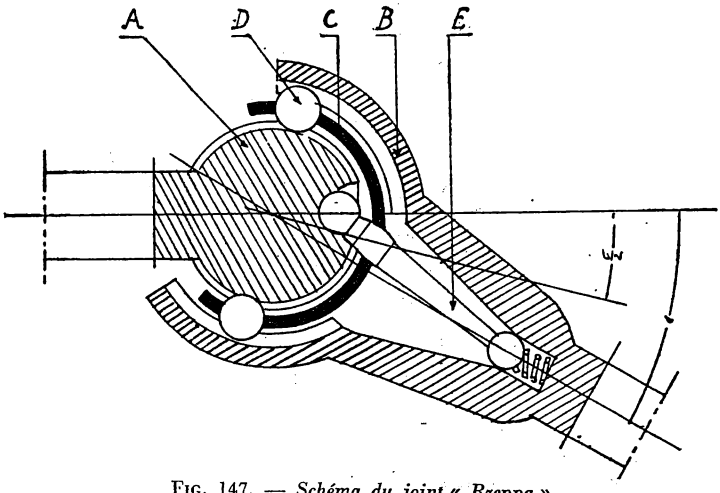


Fig. 147. — *Schéma du joint « Rzeppa ».*

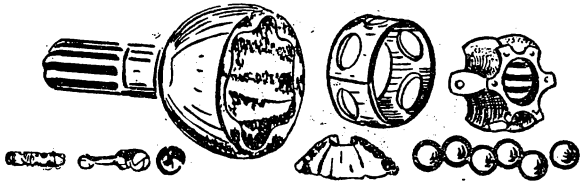


Fig. 148. — *Joint Rzeppa (démonté).*

sphériques A portant six rainures placées dans des plans diamétraux, une boîte à billes sphérique B, portant intérieurement six rainures correspondant aux précédentes; six billes D qui peuvent rouler dans les chemins de roulement que constituent les rainures de la noix et de la boîte.

Une cage C guide des billes. La position de cette cage est fixée par un doigt de guidage E, de telle manière que lorsque la position des deux arbres varie d'un angle *a* la cage se déplace de la moitié de cet angle.

Le couple est transmis de la noix à la boîte par les billes, prises dans les chemins de roulement et travaillant au cisaillement. Comme la cage les oblige à être dans le plan bissecteur de l'angle AOB, la transmission du mouvement est bien symétrique et le joint est homocinétique.

Ce joint, monté en grande série en Amérique, donne toute satisfaction. Il équipe bon nombre de véhicules de l'armée américaine, concouramment avec les joints Tracta et Bendix.

e) *Joint Bendix.* — C'est également un joint à billes, dans lequel les billes sont situées dans le plan de symétrie du joint (plan bissecteur) : mais ici, au lieu de travailler au cisaillement, elles travaillent à la compression. Leur guidage est obtenu automatiquement par la forme même des chemins de roulement. On peut les présenter schématiquement de la façon suivante (fig. 149) :

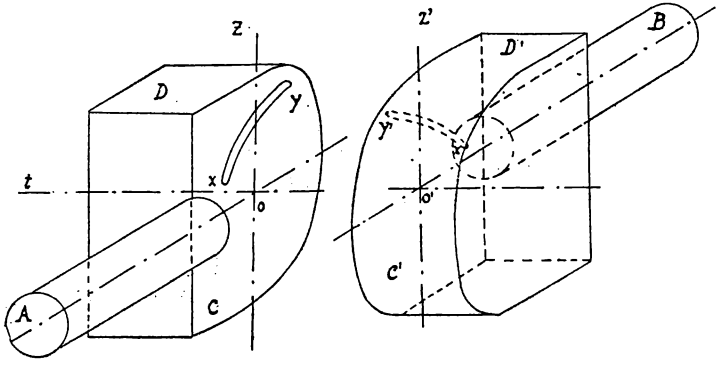


Fig. 149.

L'arbre A est solidaire d'une pièce D dont une face C est dans un plan qui contient l'axe AO. Dans cette face C est creusée une rainure XY. L'arbre B est solidaire d'une pièce D' symétrique de D par rapport à l'axe OZ. A et B sont en prolongement.

Lorsque les deux pièces D et D' sont appliquées l'une sur l'autre

on obtient la figure 150 et quand les arbres A et B pivotent autour d'un axe O perpendiculaire au plan des deux faces CC', les deux rainures XY et X'Y' se coupent toujours sur la bissectrice OW de

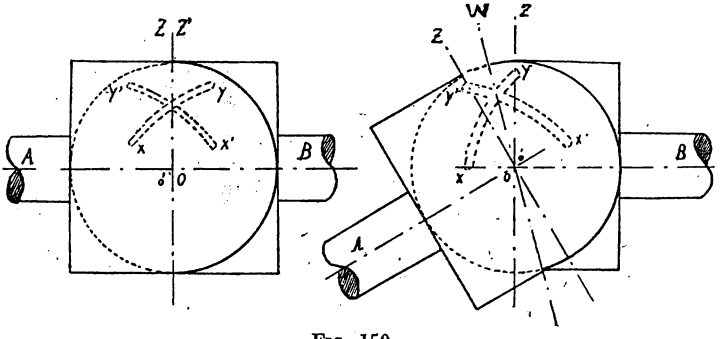
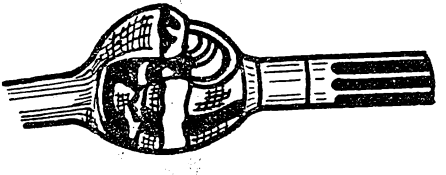


FIG. 150.

l'angle AOB. Comme ces deux rainures constituent les deux chemins de roulement d'une bille, on voit que celle-ci se trouvera toujours dans le plan bissecteur *to*W. Le raisonnement que nous venons de faire dans le plan OAZ pour la face C peut se répéter en prenant un plan AOT perpendiculaire au premier. Les arbres A et B peuvent alors, non plus seulement tourner autour de O mais faire entre eux un angle quelconque dans un plan quelconque, pourvu qu'ils se coupent toujours en O, par conséquent le joint Bendix comporte quatre billes d'entraînement ce qui donne pour les pièces D et D' des formes assez compliquées. De plus pour assurer l'articulation des arbres A et B, une bille est placée en O et sert de rotule. Cette dernière bille est fixée par une goupille qu'il suffit d'effacer pour démonter le joint. Lorsqu'elle est en place l'ensemble reste assemblé par la forme des pièces DD' et des rainures (fig. 151 et 152).



Joint "Bendix" (monté)

FIG. 152.

Ce joint est simple et robuste. Il équipe la plupart des voitures militaires américaines (Jeep, Dodge, GMC). Lorsque par suite d'usure

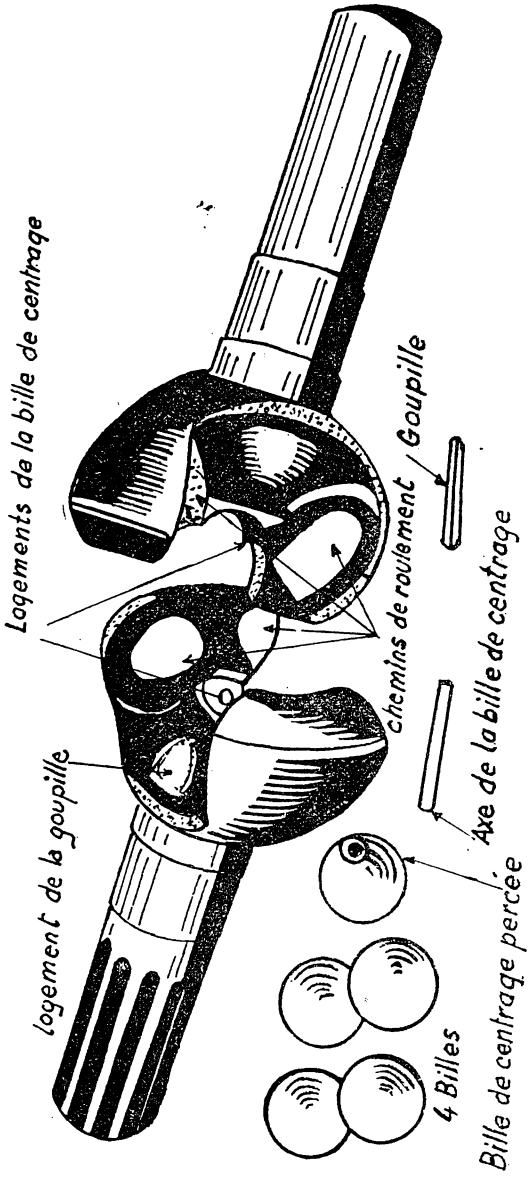


FIG. 151. — *Joint Bendix (démonté).*

il prend un peu de jeu on peut remplacer les billes d'origine par des billes légèrement plus grosses.

II. — Les renvois d'angle.

Le renvoi d'angle est un dispositif mécanique qui assure la transmission du mouvement entre deux arbres qui se coupent. Un tel dispositif est nécessaire sur une voiture automobile puisque l'axe de rotation du moteur est en général perpendiculaire à l'axe des roues motrices. Il existe certains véhicules sur lesquels le moteur est monté de façon que son axe de rotation soit parallèle à l'essieu moteur (motocyclette, voiture allemande DKW, char ARL 44) : ce sont encore actuellement des cas exceptionnels.

Outre son rôle de transmission du mouvement, le renvoi d'angle permet d'introduire entre le moteur et les organes d'utilisation (roues ou chenilles) une démultiplication fixe dont la nécessité a été montrée plus haut.

La boîte de vitesses comme nous l'avons vu joue déjà un rôle du moins pour les vitesses démultipliées. Mais il est préférable de laisser tourner l'arbre secondaire de la boîte de vitesses le plus vite possible pour diminuer les efforts supportés par les arbres de transmission.

En effet, la formule bien connue :

$$P = C\omega$$

montre que pour transmettre une puissance donnée, le couple est d'autant plus faible que la vitesse est plus grande. Il est donc intéressant de garder une grande vitesse de rotation jusqu'à l'essieu moteur lui-même. C'est pourquoi on profite du renvoi d'angle pour obtenir une démultiplication supplémentaire.

Si on appelle d_n la démultiplication que donne la boîte de vitesses pour la combinaison d'ordre n et d la démultiplication du renvoi d'angle, la démultiplication totale pour la vitesse considérée est :

$$D = d_n . d$$

d est appelé la démultiplication de la transmission.

Quand la boîte de vitesses comporte une prise directe, on a pour cette combinaison :

$$d_n = 1$$

donc :

$$D = d.$$

Dans certains véhicules lourds ou sur certains tracteurs, on pousse le raisonnement ci-dessus plus loin encore, et on ne réalise la démultiplication totale de la transmission que sur la roue motrice elle-même (réducteur de roues sur le tracteur, démultiplicateur de barbotin sur les chars).

On peut classer les renvois d'angles actuellement utilisés en deux catégories :

Les couples coniques à denture droite, en chevron, spirale et hypoïd;

Les couples engrenages vis sans fin, à vis droites ou globiques.

A) Renvois d'angles par couple conique.

a) *Couple conique à denture droite.*

L'arbre de transmission se termine par un pignon conique à denture droite qui engrène avec une couronne fixée sur la coquille du différentiel (fig. 153 et 154).

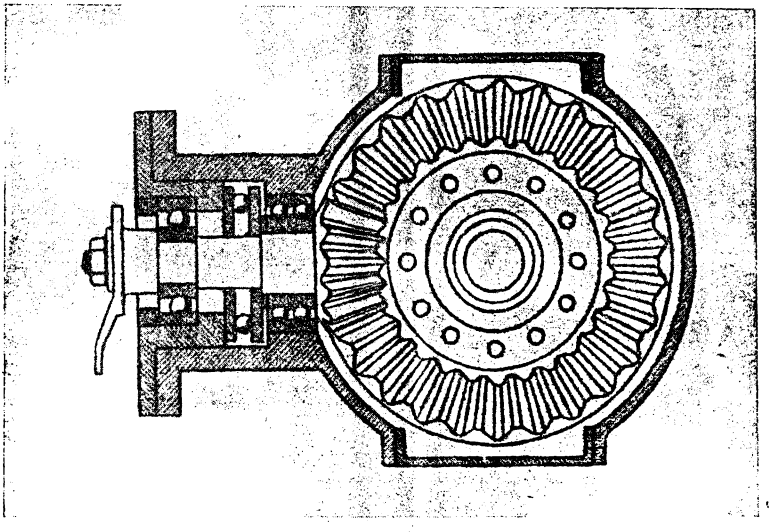


Fig. 153. — *Couple conique à denture droite.*

Le montage du pignon qui repose sur le nez du pont nécessite, outre les roulements normaux, l'emploi soit de butée à billes, soit de roulement à rouleaux coniques en opposition (1).

Avantages et inconvénients. — La taille des engrenages est facile. Par contre, pour que l'engrènement soit correct il est nécessaire d'effectuer le montage avec précision. Il faut que les deux axes se

(1) Pour éliminer les effets de poussée, André Citroën a réalisé des couples coniques pour différentiels à denture en chevron (fig. 155); cette fabrication n'a pas été suivie.

coupent exactement (tolérance 0,5 mm.). Dans la pratique, ceci est assez difficile à obtenir. Il en résulte des chocs entre les dents

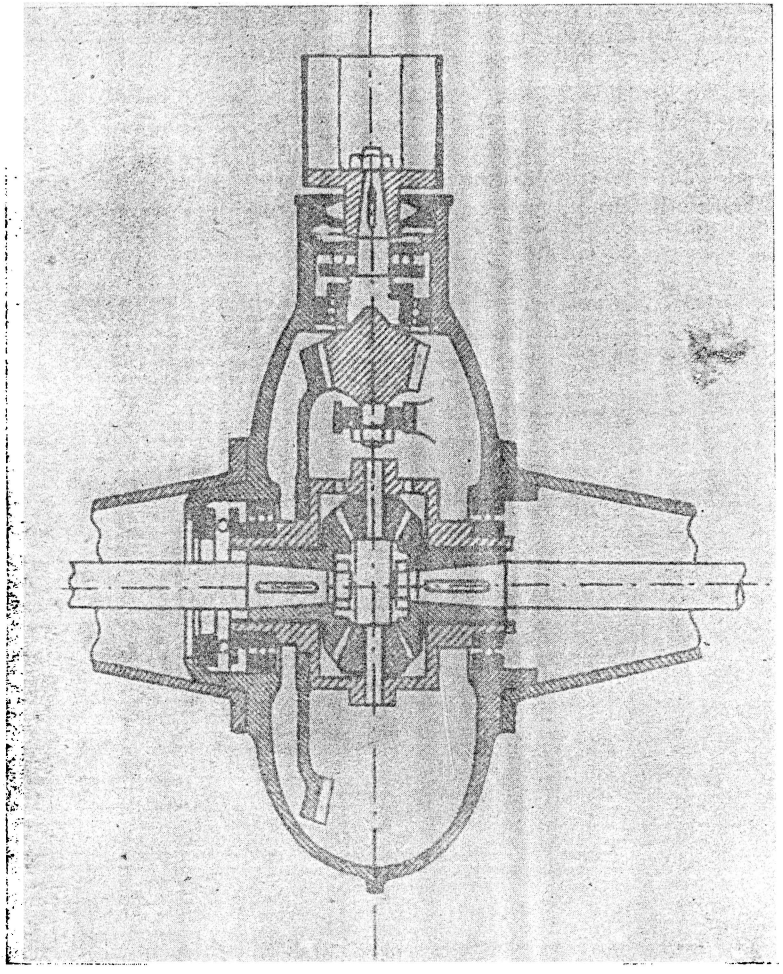


FIG. 154. — *Couple conique denturé droite.*

qui entraînent une usure rapide ou au moins rendent le fonctionnement bruyant.

La démultiplication ne peut être inférieure à 4 ou 4,5 sans que le rendement baisse beaucoup.

A l'heure actuelle le couple conique à denture droite est rarement employé.

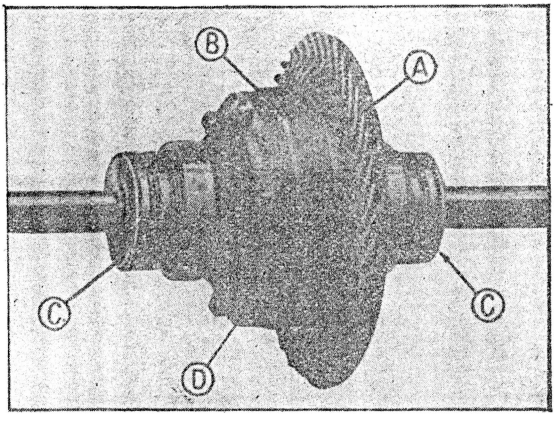


FIG. 155.
Entraînement du différentiel par dentures à chevrons (Citroën B 2).

A. Couronne.
B. Boîtier.
C. Rondelles de réglage.
D. Boulon d'assemblage.

b) *Couple conique à denture spirale.*

Les inconvénients du couple précédent ont amené les constructeurs à remplacer les dentures droites par des dentures spirales dites Gleason du nom d'un constructeur américain qui le premier réalisa les machines pour tailler ces engrenages. Le montage se fait avec roulement à billes et butée ou avec roulements à rouleaux coniques comme pour le couple conique droit, mais comme l'angle au sommet du pignon d'attaque est faible et l'inclinaison des dents sur la génératrice assez grande, il arrive que la poussée axiale change de sens quand on passe de la marche avant à la marche arrière, ou quand la voiture entraîne le moteur. Il faut donc parfois monter le pignon d'attaque avec une double butée à billes ou avec butées coniques en opposition. Le montage dépend à la fois de l'angle au sommet du cône du pignon d'attaque et de l'inclinaison des dents sur la génératrice (fig. 156).

Avantages et inconvénients. — L'appui du pignon sur la couronne se fait par plusieurs dents, chaque dent a un arc de conduite beau-

coup plus grand qu'avec la denture droite. Le fonctionnement est plus silencieux.

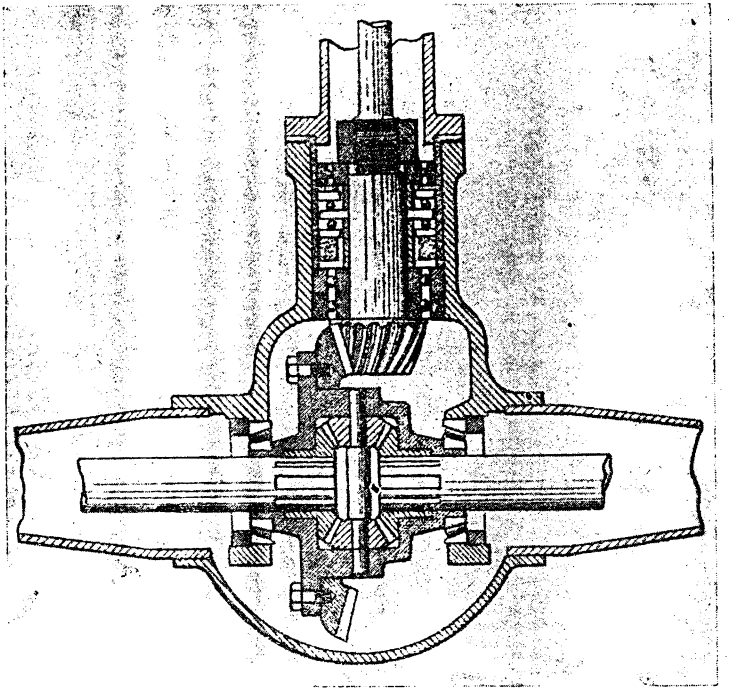


FIG. 156. — *Couple Gleason.*

L'emploi des dentures Gleason permet d'atteindre des démultiplications supérieures à 7 avec rendement satisfaisant, de l'ordre de 95 pour 100.

Le montage tolère, en principe, à rendement égal des jeux supérieurs à ceux que supportent les dentures droites; toutefois la recherche d'un fonctionnement toujours plus silencieux, entraîne à réduire les tolérances de jeux soit à quelques centièmes de millimètres.

Par contre l'usinage est plus coûteux, puisqu'il nécessite des machines spéciales dont le constructeur doit amortir le prix.

Les poussées axiales sont importantes et nécessitent la présence de butées bien calculées.

c) *Couple hypoïd.*

Les dentures hypoïdes sont des dentures Gleason décalées, c'est-à-dire telles que les axes du pignon et de la couronne ne se rencontrent pas (fig. 157).

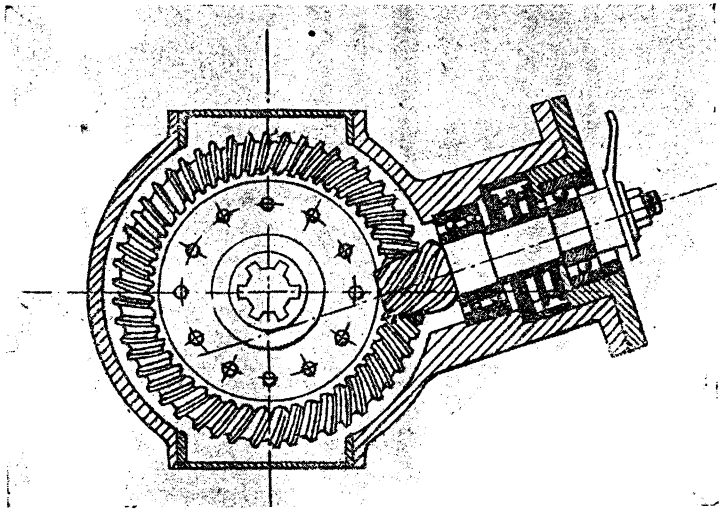


FIG. 157. — *Couple hypoïd.*

Le montage est identique à celui des dentures Gleason.

Avantages et inconvénients. — Les dentures hypoïdes présentent les mêmes qualités et défauts que les dentures Gleason, en outre :

Elles permettent d'abaisser la carrosserie puisque l'arbre de transmission peut être plus bas.

En déterminant convenablement le désaxage, on peut en marche avant, annuler presque complètement la poussée axiale.

Mais l'emploi de denture hypoïde diminue un peu le rendement du fait du glissement des dents les unes sur les autres.

Les ponts hypoïds nécessitent des huiles spéciales. Ces lubrifiants dits d'extrême pression au E. P. sont constitués par une huile minérale de base à laquelle on a ajouté un ou plusieurs ingrédients tels que acide gras, savon de plomb, soufre et composés sulfureux, etc., et qui agissent comme antisoudants pour empêcher le grippage.

Ces dentures ont connu une vogue assez grande puis furent à peu près abandonnées, elles ont retrouvé en 1947 la faveur des constructeurs américains.

Double démultiplication. — Lorsque la démultiplication à donner au couple est importante, il arrive que l'on utilise l'artifice de la

double démultiplication. On remplace la démultiplication totale par deux démultiplications plus faibles en série et dont le produit est égal à la démultiplication totale (fig. 158). Le rendement de la

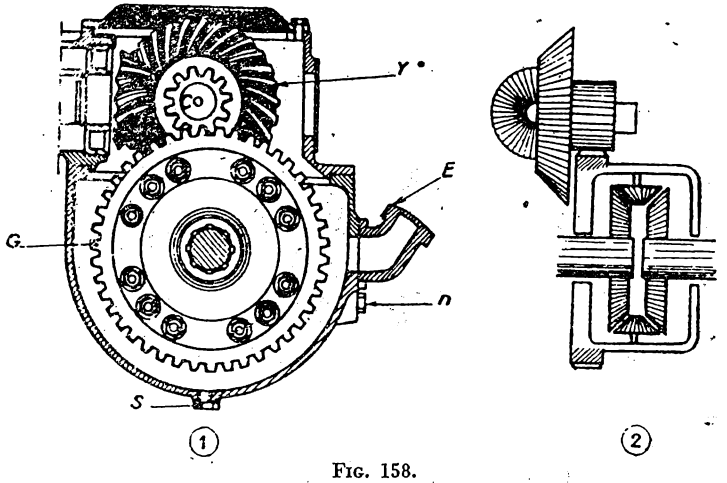


FIG. 158.
Démultiplicateur sur renvoi d'angle (schéma).

transmission est ainsi amélioré. Ce dispositif est en somme un démultiplicateur que l'on ne rencontre que sur certains véhicules de fort tonnage.

B) RENVOI D'ANGLE PAR VIS SANS FIN.

Généralités.

L'arbre de transmission porte à son extrémité une vis sans fin en acier cémenté et rectifié, de trois ou quatre filets, qui engrène avec une couronne, généralement en bronze, calée sur la coquille du différentiel.

L'inclinaison des filets qui, théoriquement, doit être de 45° pour permettre la réversibilité du mouvement, ne dépasse pas en fait 35° à 40°. Le rendement de la transmission est ainsi amélioré en marche normale et diminue lorsque la voiture entraîne le moteur.

La démultiplication est égale au rapport du nombre de dents de la couronne au nombre de filets de la vis (1).

(1) Pour un tour de la vis, soit une rotation de 2 π, la couronne tourne d'un angle de $\frac{p}{R}$ (p, pas de vis, R, rayon de la couronne). Or $2 \pi R = Nd$ (N, nombre de dents, d, longueur d'une dent); et pour que la vis engrène il faut que les dents des deux organes aient mêmes dimensions donc $nd = p$ (n, nombre de filets de la vis); finalement $d = \frac{2 \pi R}{p} = \frac{Nd}{p} = \frac{N}{n}$.

La vis est placée, soit au-dessus (fig. 159) de la grande couronne, soit au-dessous (fig. 160). Elle est droite, ou, comme sur la figure 161 globique.

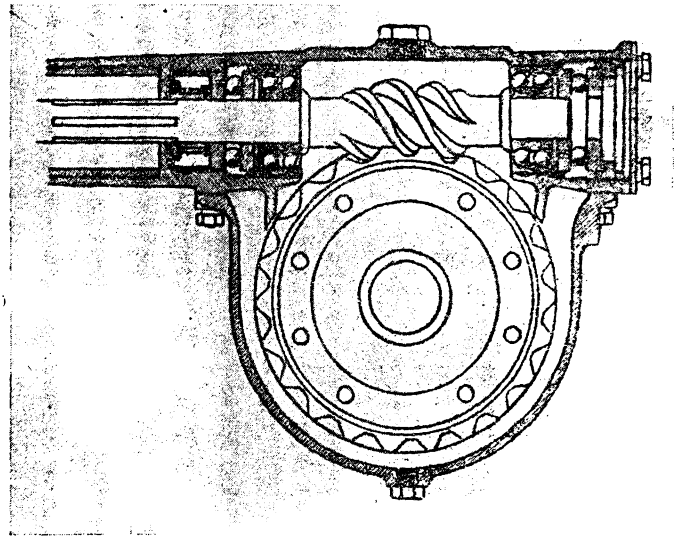


FIG. 159. — *Vis sans fin (vis en dessus).*

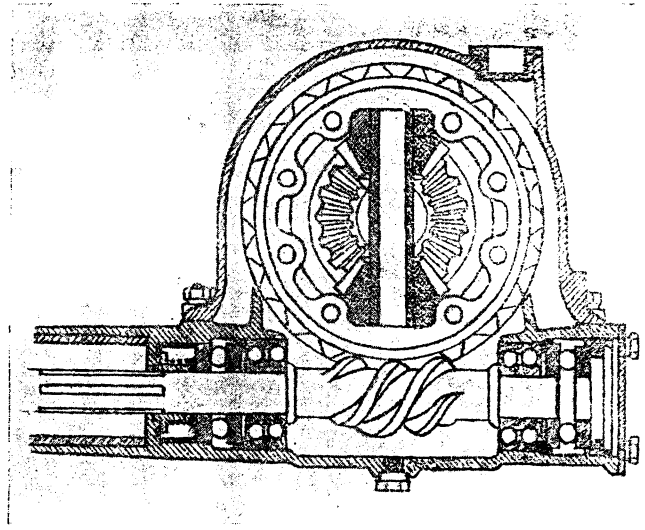


FIG. 160. — *Vis sans fin (vis en dessous).*

Une vis globique est une vis qui est taillée non pas dans un cylindre mais dans un solide de révolution dont la génératrice est un arc de cercle correspondant à la roue à entraîner. La vis globique ne peut être taillée que sur des machines spéciales.

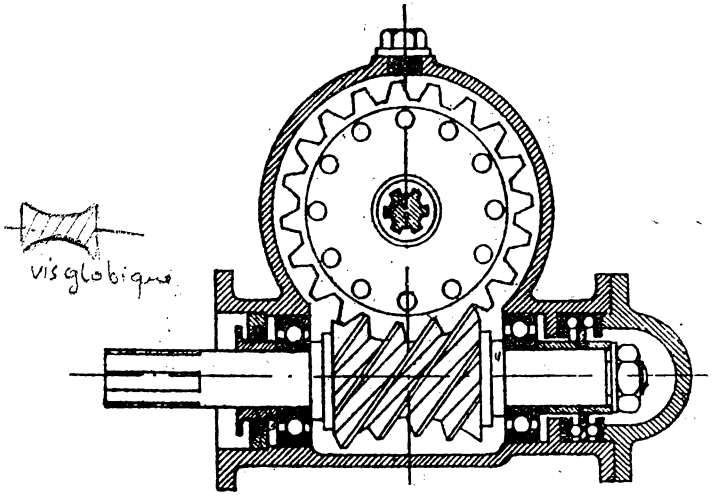


Fig. 161.
Vis sans fin (vis globique).

La figure 162 montre schématiquement la disposition des roulements et des butées dans le montage d'une transmission par vis sans fin.

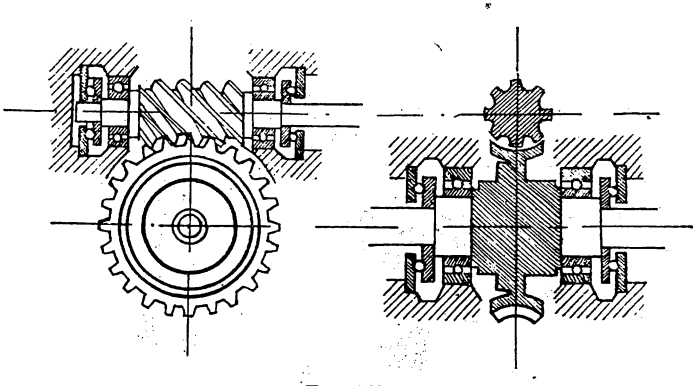


Fig. 162.
Vis sans fin (schéma de montage).

Comparaison entre la vis en dessus et la vis en dessous.

Vis en dessus. — Elle est surtout utilisée pour les camions, car il est difficile, dans une voiture légère d'obtenir entre le pont et la caisse de la voiture un espace suffisant, conciliable avec les questions de confort et de tenue de route.

Le montage est simple, tout le dispositif étant porté par le couvercle du pont.

La vis est à l'abri des impuretés et dépôts qui se forment toujours dans l'huile du carter. Mais le graissage n'est assuré que par entraînement de l'huile dans les dents de la roue et, lorsque le véhicule démarre après être resté longtemps immobile, le graissage de la couronne pendant le premier tour est assez mal assuré.

Vis en dessous. — Cette disposition permet d'abaisser l'arbre de transmission et la carrosserie tout entière.

Pour que les joints déformables ne travaillent pas dans de mauvaises conditions, on est obligé d'incliner toutes les lignes d'arbre du moteur et de la boîte de vitesses, de l'avant vers l'arrière.

La vis en dessous est toujours bien graissée puisqu'elle trempe entièrement dans l'huile, par contre, elle barbote dans des dépôts contenus dans celle-ci et l'étanchéité, à l'extrémité de l'arbre portant la vis, est assez difficile à réaliser, puisque le joint est noyé.

Avantages et inconvénients de la vis sans fin.

Le fonctionnement de la vis sans fin reste silencieux à l'usage.

Son emploi permet d'obtenir des démultiplications importantes et de réaliser une démultiplication donnée sous un volume plus réduit que le couple conique.

Par contre la couronne de bronze s'use vite.

L'arbre est soumis à de fortes poussées axiales qui nécessitent de robustes butées à billes, aussi bien pour la marche avant que pour la marche arrière.

Le rendement est inférieur à celui du couple conique.

Ce système de renvoi d'angle est assez peu employé de nos jours en raison des inconvénients ci-dessus et des difficultés de montage. La vis globique est à peu près abandonnée en raison de son prix de revient trop élevé.

III. — Le différentiel.

Le différentiel est l'organe qui transmet aux roues ou aux chenilles l'effort moteur tout en leur permettant, en cas de besoin, de tourner à des vitesses différentes. Il est dû au Français Onésiphore Pecœur qui l'a réalisé pour la première fois en 1854. L'emploi de ce dispositif présente dans la majorité des cas de réels avantages.

Dans un virage les roues motrices parcourent des chemins différents; si elles étaient assujetties à tourner à la même vitesse l'une

d'entre elles au moins serait obligée à prendre des mouvements de glissement ce qui entraînerait une usure anormale et rapide des pneumatiques et serait cause de dérapage.

En ligne droite, par ailleurs, les chemins parcourus par les roues ne sont pas toujours rigoureusement égaux, le sol, en effet, n'est pas parfaitement uni, les pneumatiques ne présentent pas le même degré d'usure, et leur gonflage est parfois différent. L'absence de différentiel se traduirait non seulement par une usure anormale des pneumatiques, mais aussi par des réactions sur la direction, la voiture ayant constamment tendance à tourner du côté de la roue la plus petite, ou de celle rencontrant une plus grande résistance.

Description sommaire d'un différentiel (fig. 163).

Un différentiel est un train épicycloïdal de raison — 1, il se compose essentiellement :

— d'une grande couronne fixée sur une coquille;

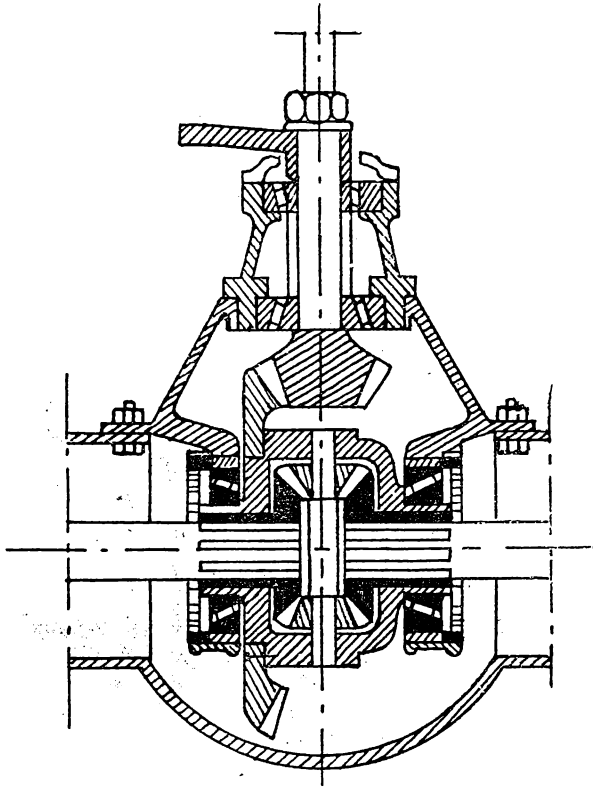


Fig. 163.

— d'un porte-satellites solidaire de la coquille;

— de deux ou plusieurs satellites;

— de deux planétaires clavetés chacun sur un arbre.

La grande couronne reçoit son mouvement par le pignon (ou la vis) terminant l'arbre de transmission : elle est solidaire de la coquille du différentiel.

Elle transmet ce mouvement aux planétaires par l'intermédiaire des satellites.

Les planétaires, enfin, transmettent le mouvement aux demi-arbres de roues (ou de barbotins).

L'ensemble du mécanisme est enfermé dans un carter qui se nomme le « pont » et comporte les parties suivantes :

Au centre le carter du différentiel et du renvoi d'angle appelé aussi « nez du pont »;

De chaque côté les trompettes qui contiennent les demi-arbres de roues;

Parfois un carter, appelé tube central, contient l'arbre de transmission lui-même. Ce tube est relié d'une façon rigide au pont.

Le carter du différentiel contient l'huile nécessaire au graissage des organes et comporte des orifices de vidange et de remplissage.

Au point de vue du montage des ponts deux solutions sont également appliquées :

Le pont split, ou pont en plusieurs pièces (fig. 164).

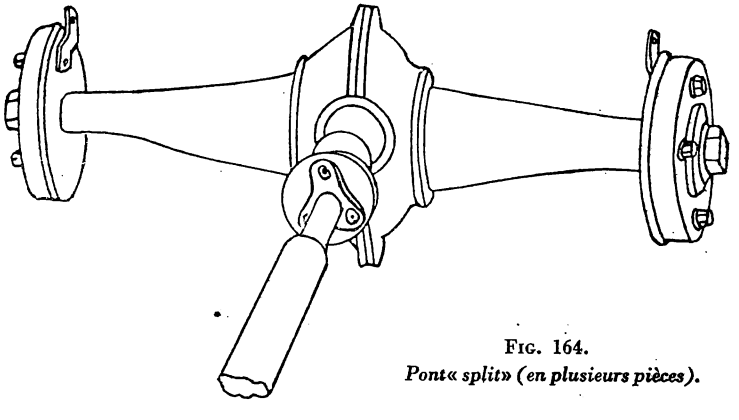


Fig. 164.
Pont « split » (en plusieurs pièces).

Le pont Banjo, ou pont poutre (fig. 165).

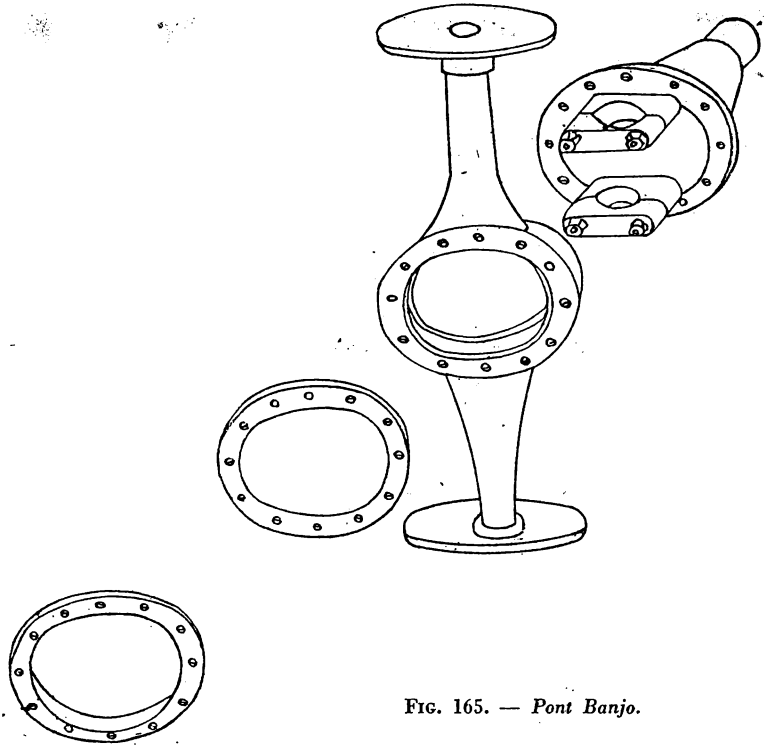


FIG. 165. — *Pont Banjo.*

Fonctionnement du différentiel.

Soit C l'un des pignons satellites entraîné par l'intermédiaire de son axe par le mouvement de la couronne D. L'axe du satellite subit un effort moteur F égal au couple moteur de la couronne divisé par le rayon du cercle décrit par le centre du satellite C. Par raison de symétrie le satellite répartit F en deux valeurs égales entre les deux planétaires qui reçoivent donc tous les deux des couples moteurs rigoureusement égaux puisqu'ils ont même rayon.

L'axe du satellite est animé par une vitesse de rotation qui peut se répartir d'une façon indéterminée entre les deux planétaires sous réserve que la somme des vitesses angulaires de ces derniers soit égale au double de la vitesse angulaire de l'axe de satellite (formule de Willis).

Supposons que les deux roues solidaires des deux demi-arbres aient une adhérence suffisante, et admettons que leurs diamètres soient rigoureusement égaux.

Si le véhicule marche en ligne droite, les deux roues et par suite les deux planétaires tournent à la même vitesse. Le différentiel répartit donc la puissance qu'il reçoit en deux parties égales et les satellites ne tournent pas sur eux-mêmes.

Si maintenant les deux roues n'ont pas le même diamètre, le véhicule marchant toujours en ligne droite, la roue ayant le plus petit rayon tournera plus vite que l'autre : la somme des vitesses angulaires des deux roues étant constante, le gain de vitesse par rapport à celle de la coquille de différentiel, de la roue la plus petite sera rigoureusement égal à la perte de vitesse par rapport à cette même valeur de la plus grande des roues. Le satellite tournera sur lui-même. Les couples restant égaux, la puissance reçue par la grande roue sera plus faible que celle reçue par la plus petite; le rapport de ces deux puissances étant celui des vitesses.

Si maintenant sous l'effet d'une force quelconque extérieure à celle reçue par l'axe du satellite un véhicule dont les deux roues sont égales décrit une courbe, la roue intérieure décrit un chemin plus court, elle tourne moins vite, le différentiel fonctionne exactement comme dans le cas où une roue a un rayon plus faible que l'autre.

Supposons encore que le couple moteur arrivant à une roue soit supérieur à l'adhérence, la roue se mettra à prendre un mouvement uniformément accéléré, la vitesse angulaire croîtra plus vite que ne le voudrait la marche du véhicule, l'autre roue ralentira et finira par s'arrêter alors que la roue manquant d'adhérence tournera à une vitesse double de celle de l'axe du satellite. Chaque roue, l'immobile comme celle qui tourne reçoit un couple égal mais la roue immobile ne reçoit pas de puissance, alors que celle qui tourne recevra toute la puissance motrice.

Formules du différentiel.

Soient Ω la vitesse angulaire de la grande couronne, ω_1 et ω_2 les vitesses angulaires des planétaires, C le couple moteur appliqué à la grande couronne, C_1 et C_2 les couples sur les demi-arbres.

Nous avons vu que :

$$\Omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \left(\text{formule de Willis } \frac{\omega_1 - \Omega}{\omega_2 - \Omega} = -1 \right)$$

$$C_1 = C_2 = \frac{C}{2} \text{ (les planétaires sont égaux).}$$

Réalisation.

Le différentiel peut être réalisé soit à pignons coniques, soit à pignons droits.

Différentiel à pignons coniques (fig. 166 et 167). — Dans ce modèle de beaucoup le plus employé à l'heure actuelle les planétaires et les satellites sont des pignons coniques.

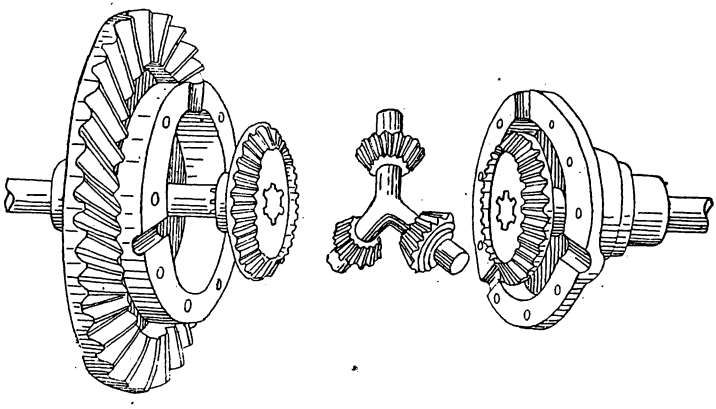


Fig. 166.
Différentiel à pignons coniques (trois satellites).

Les satellites sont montés sur le même axe s'ils sont au nombre de deux; ils sont montés sur un croisillon à trois ou quatre branches

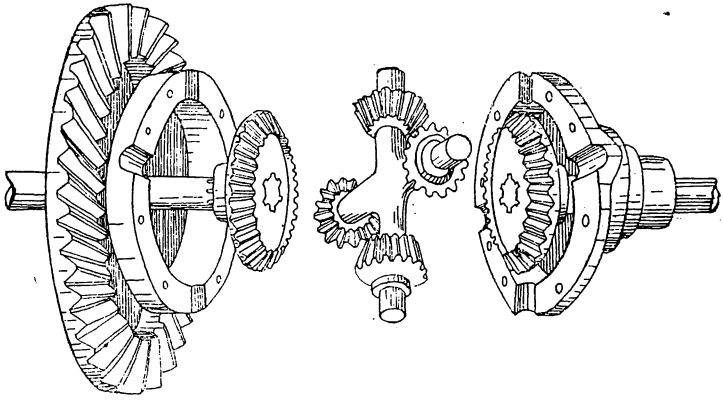


Fig. 167.
Différentiel à pignons coniques (quatre satellites).

s'ils sont trois ou quatre, mais ils tournent toujours « fou » sur leur axe « croisillon » qui est solidaire de la coquille. Celle-ci est entraînée par le moteur, par l'intermédiaire du renvoi d'angle.

Différentiel à pignons droits (fig. 168). — Certains constructeurs, assez rares d'ailleurs, préfèrent utiliser les différentiels à pignons droits qui sont moins coûteux et moins encombrants.

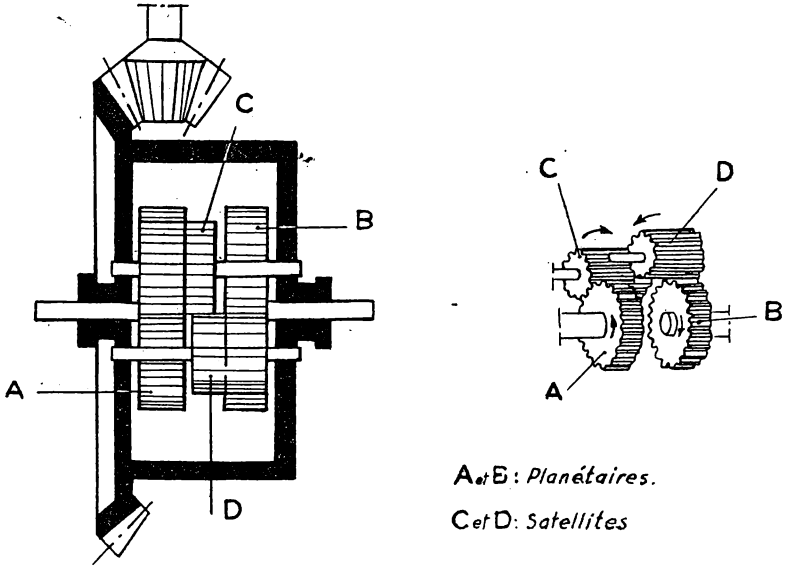


FIG. 168.
Schéma d'un différentiel à pignons droits.

Les planétaires sont alors des roues dentées. Les satellites sont constitués également par des pignons droits qui sont réunis par groupe de deux et qui engrènent respectivement avec chaque planétaire et en même temps entre eux; ils sont montés fous sur leur axe, ce dernier étant parallèle à l'axe des demi-arbres et solidaire de la coquille.

Matériaux employés. Défectuosités.

Les planétaires et les satellites sont en acier au nickel-chrome cémenté et trempé.

La poussée des pignons est parfois supportée par des rondelles en bronze qui permettent en même temps le réglage correct de l'engrènement et le rattrapage du jeu après usure.

Les accidents sont rarement à craindre, hormis le bris d'une dent résultant d'un montage défectueux ou d'une paille dans le métal.

Inconvénients du différentiel. Remèdes apportés.

Si pour une cause accidentelle une seule des deux roues d'un même essieu manque d'adhérence et se met à patiner au moment du démar-

rage, la présence du différentiel fait que l'autre roue qui adhère au sol reste immobile. Le véhicule ne peut donc pas démarrer.

Si la perte d'adhérence se produit en marche la roue qui manque d'adhérence emballe absorbant de plus en plus de puissance, le véhicule ralentit ce qui permet à l'emballement de croître. Finalement l'équilibre s'établit quand toute la puissance arrive à la roue emballée. Donc le véhicule s'arrête rapidement à moins que la roue emballée retrouve une adhérence suffisante. Le chemin parcouru après le début de la perte d'adhérence est effectué uniquement sur la lancée du véhicule.

Quand un véhicule fait des esses par suite d'une mauvaise tenue de route ou quand il décrit un virage commandé l'essieu moteur ne s'oppose en rien à ce mouvement, donc la voiture, du fait du différentiel, ne tend pas à se redresser d'elle-même.

Il arrive qu'en raison des trépidations et des oscillations des ressorts une roue soit partiellement déchargée ou même puisse se soulever, dans ce cas elle emballe et l'autre roue ne reçoit plus aucune puissance, puis quand l'équilibre redevient normal la roue qui était en l'air est freinée brutalement en reprenant contact avec le sol. Dans cette éventualité le différentiel entraîne une perte de puissance et une usure supplémentaire des pneumatiques.

Différentes solutions ont été employées pour remédier à ces inconvénients :

a) Le blocage du différentiel;

b) Les différentiels à mouvement des satellites plus ou moins freiné;

c) Des dispositifs de désaccouplement d'une roue quand besoin est.

Ces derniers sont généralement appelés à tort différentiels à blocage automatique.

a) *Blocage du différentiel* (fig. 169).

Ce dispositif dû aux Etablissements français Latil se compose d'un crabot claveté coulissant sur un des demi-arbres et permettant de rendre ce demi-arbre solidaire de la coquille. Le différentiel forme alors un bloc et les deux demi-arbres tournent à la même vitesse. La commande de ce crabot se fait par une fourchette associée à une tringlerie appropriée et terminée par un levier. Parfois le verrouillage se fait sous l'action d'un ressort libéré par la manœuvre d'un levier, le déblocage est alors positif. (Cette disposition évite la difficulté de manœuvre du blocage quand les dents des crabots ne sont pas en face des creux correspondants.)

Quand le différentiel est bloqué les deux roues tournent obligatoirement à la même vitesse, donc :

— les virages ne peuvent se prendre que si le pneu de la roue extérieure glisse : la direction est dure et on ne peut prendre que

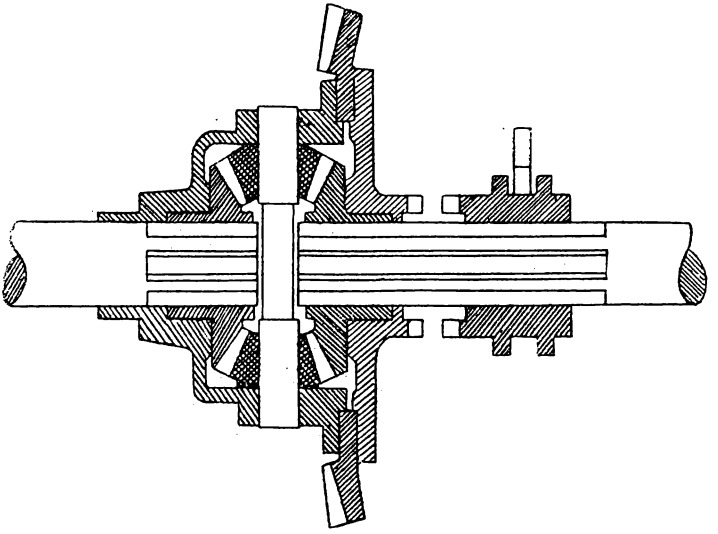


Fig. 169.

des virages à grand rayon de courbure. On déduit de là qu'il ne faut utiliser le crabotage de différentiel que quand on ne peut faire autrement;

— le couple est réparti entre les deux demi-arbres en fonction des résistances au roulement rencontrées, en particulier si une roue est en perte complète d'adhérence tout le couple passe sur l'autre.

b) *Différentiels à mouvements de satellites plus ou moins freinés.*

Parmi eux se trouvent les différentiels à vis (fig. 170) qui sont des différentiels dans lesquels les pignons coniques ou droits ont été remplacés par des pignons hélicoïdaux ou des vis. L'inclinaison des vis (voisine de 45°) crée des poussées et des pertes de rendement qui freinent le mouvement des satellites et exceptionnellement arrivent à les bloquer. Le retard à l'emballement est déjà un sérieux palliatif aux mouvements du différentiel. Le fait de la baisse de rendement n'est pas gênant puisque le mouvement des satellites est rarement important.

Un dispositif intéressant fonctionnant sur ce principe est le diffé-

rentiel dit à blocage automatique Rheinmetall que les Allemands ont construit pour le véhicule semi-chenillé D7 (fig. 171).

La cage du différentiel porte trois paires de pignons satellites à dents droites (la figure n'en représente qu'une pour simplifier). Les pignons d'une même paire engrènent entre eux et sont clavetés chacun sur un arbre portant un pignon à denture hélicoïdale d'un engrenage dont l'autre pignon est solidaire du demi-arbre correspondant. De plus les deux arbres portant chacun des pignons

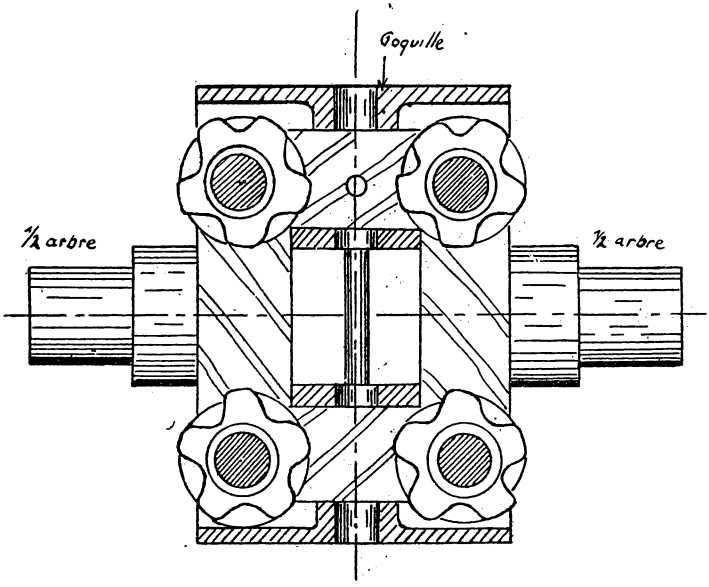


Fig. 170.

satellites sortent de la cage et portent un pignon P d'un engrenage de commande dont l'autre pignon Q est solidaire d'un manchon M entourant le demi-arbre correspondant, et tournant librement avec la cage du différentiel. Le manchon porte un tambour de frein non représenté sur la figure.

Quand le frein d'un des manchons est serré, le pignon Q correspondant est immobilisé et le pignon P qui lui est associé roule sur lui. Par suite la vitesse de rotation autour de l'axe du différentiel de l'arbre qui porte P est réduite, les pignons satellites engrenant extérieurement transforment ce retard dans la vitesse de rotation de l'arbre portant P, en une augmentation de même valeur de la rotation de l'arbre de l'autre côté, par suite l'action directrice des roues avant est augmentée (Cf. différentiel asservi, voir chapitre V).

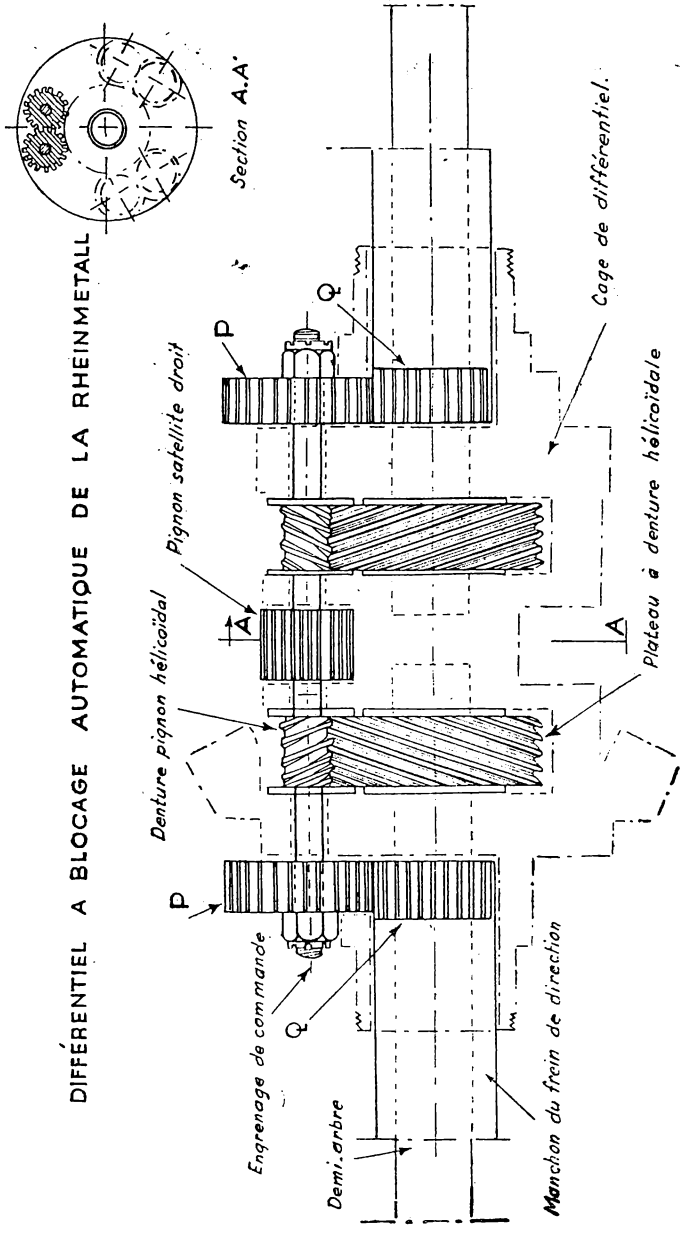

DIFFÉRENTIEL A BLOCAGE AUTOMATIQUE DE LA RHEINMETALL
Section A.A'
Cage de différentiel.
Pignon satellite droit
Plateau à denture hélicoïdale
Denture pignon hélicoïdal
Engrenage de commande
Demi-arbre
Manchon du frein de direction
P
Q
A
A'

Fig. 171.

Or les pignons sont à denture hélicoïdale, il en résulte des poussées transversales d'une part des pignons d'un même engrenage l'un sur l'autre et d'autre part sur les butées fixes qui arrêtent les pignons.

Cet effet de poussée augmente avec le couple de direction (dû au braquage des roues avant) ou avec la différence des efforts résistants rencontrés par les deux chenilles (tend à retarder l'emballement de la chenille en perte d'adhérence) il absorbe de la puissance ce qui ralentit le mouvement différentiel; dans la 1re hypothèse, il durcit la direction, dans la 2e il retarde l'emballement de la chenille. L'inclinaison des filets de vis est calculée de telle sorte que le freinage du mouvement des satellites ne commence à se faire sentir d'une façon appréciable que pour des couples supérieurs à celui qui correspond au plus petit virage que puisse exécuter le véhicule. Malgré cette condition les poussées sont suffisantes pour bloquer le différentiel et empêcher l'emballement d'une chenille par perte d'adhérence.

Si la perte d'adhérence se produit en marche, le véhicule continue à progresser sur sa lancée car il ne reçoit plus aucun effort moteur, aussi il s'arrête rapidement si la roue ne retrouve pas une adhérence suffisante.

c) *Différentiels à découplage d'une roue.*

Chaque roue est montée à découplage, c'est-à-dire en quelque sorte « à roue libre » sur un mécanisme d'entraînement actionné par le moteur, c'est-à-dire que la transmission du mouvement se fait dans un seul sens, ou s'arrange pour que ce découplage n'ait jamais lieu que pour une roue à la fois et pendant le temps juste suffisant pour éviter le patinage dans les virages.

Quand le mouvement d'une roue ou d'un barbotin est libéré tout le couple se fait sentir de l'autre côté. Le demi-arbre doit donc être calculé en conséquence.

Nous étudierons trois types de ces différentiels :

Le différentiel Sensaud de Lavaud (français);
Le différentiel à autoblocage Z. F. (allemand);
Le différentiel Thorton (américain).

Différentiel Sensaud de Lavaud (fig. 172).

Il est constitué par un boîtier B dans lequel est taillé un jeu de rampes doubles *r*. Chaque demi-arbre est terminé par un moyeu *m*, cylindrique. Deux jeux de galets tenus dans deux cages C sont placés entre les moyeux des demi-arbres et le boîtier B. Les deux cages C ne sont pas complètement indépendantes : elles sont reliées par 6 billes *b* placées dans des logements fraisés qui ne permettent qu'un léger déplacement d'une cage par rapport à l'autre. Des ressorts à boudins R maintiennent le contact entre cages et billes.

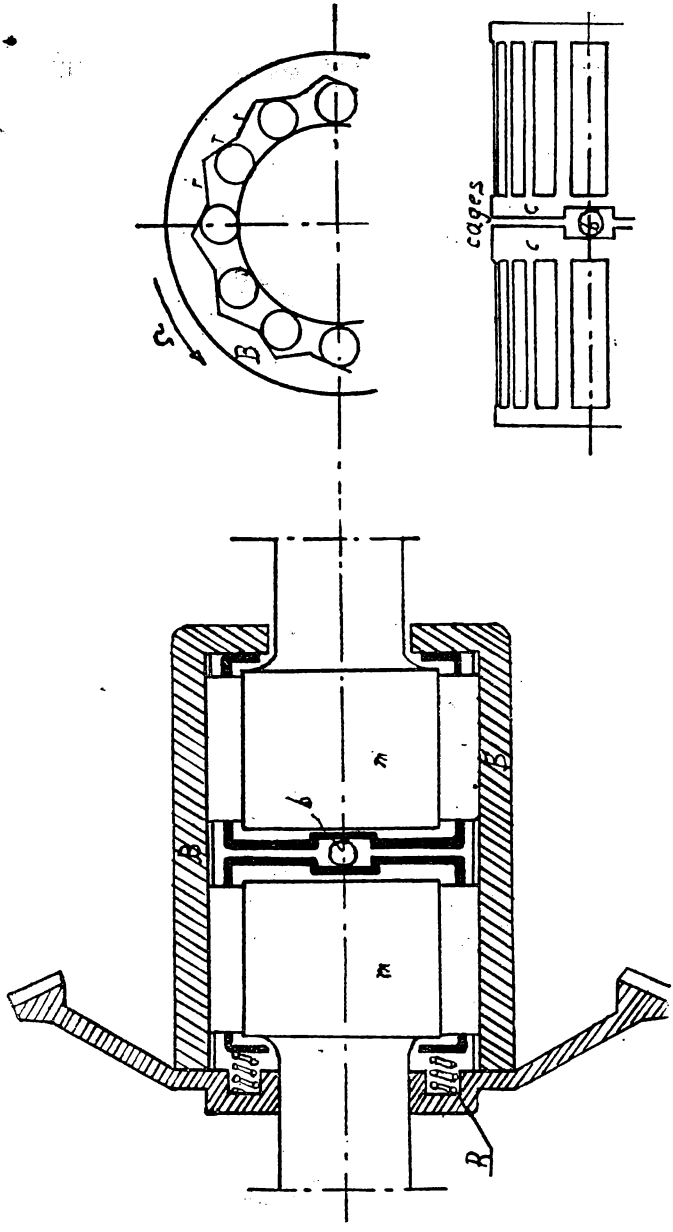


FIG. 172. — *Différentiel Sensaud de Lavaud (schéma).*

Fonctionnement. — Dès que le boîtier entraîné par le moteur tend à tourner, les rampes se déplacent et coincent les galets entre moyeu et boîtier. L'angle de ces rampes étant de l'ordre de 3° il y a coincement et par conséquent entraînement des roues.

Dans un virage, la roue extérieure tendant à tourner plus vite, les galets correspondant à cette roue se dégagent des rampes et le moyeu (donc la roue) peut tourner fou. Par suite de la très faible liberté laissée pour le déplacement des cages par les billes *b* dans leur logement, les galets ne peuvent pas venir en contact avec la rampe opposée du boîtier, le moyeu reste donc bien libre.

Lorsque les roues entraînent le moteur, les galets se coincent sur les rampes opposées du boîtier.

En marche arrière, le fonctionnement est identique puisque l'appareil est symétrique.

On se rend compte que cet organe n'est pas un différentiel dans le sens exact du terme, c'est au fond un renvoi conique qui transmet la puissance à un arbre sur lequel sont montées, par l'intermédiaire de roues libres spéciales, deux roues. Chaque roue reçoit un couple en fonction de la résistance qu'il rencontre et est entraînée à la vitesse de l'arbre, tout en gardant la possibilité de tourner plus vite, si elle est sollicitée par un effort extérieur au dispositif.

Dans le différentiel original qui date de 1927 il y avait un dispositif freinant les cages de manière que les galets ne puissent pas venir en contact lorsque les roues tendent à entraîner le moteur. On avait alors une voiture à « roue libre ». Les avantages de la roue libre ayant été discutés, les différentiels actuels ne comportent plus ce dispositif.

Inconvénients. — La fabrication doit être précise et nécessite des machines coûteuses. Pous les galets, pour les rampes et les moyeux, on est obligé d'employer de l'acier spécial et spécialement traité.

Avantages. — Ce différentiel, au lieu de partager toujours également le couple moteur entre les deux roues, ne transmet la puissance qu'autant que les moyeux sont coincés. Donc, si une roue se découple (la roue extérieure dans un virage par exemple), tout l'effort moteur se reporte sur l'autre.

Ceci est très avantageux, particulièrement dans le cas du démarrage avec une roue qui manque d'adhérence. Cette dernière ne peut en effet tourner plus vite que l'impose l'appareil, puisqu'elle n'est soumise à aucune autre force active que celle lui arrivant par ce différentiel, mais comme elle manque d'adhérence, l'autre roue voit augmenter sa part de couple de l'excédent de la moitié du couple moteur sur le couple nécessaire pour équilibrer l'adhérence de la première roue.

D'autre part, dans les virages ou lorsque la voiture tend à faire une embardée, la roue intérieure restant seule motrice, il se produit

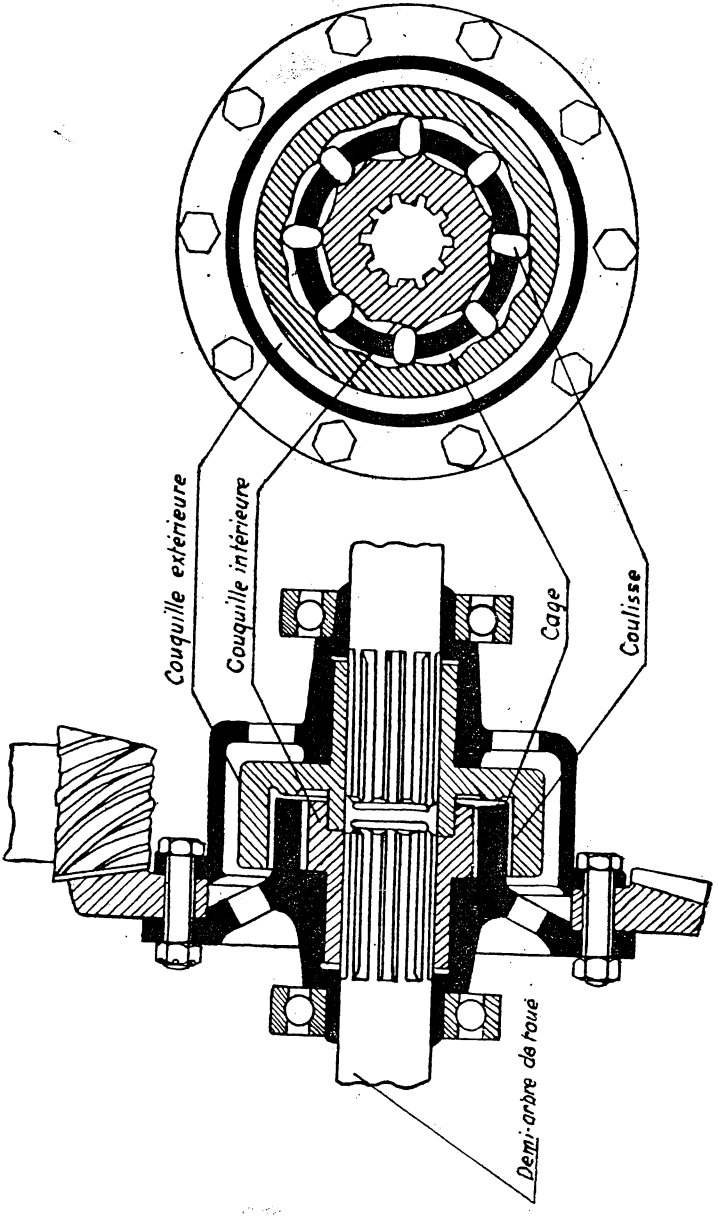


FIG. 173. — *Différentiel Z. F. à autoblocage.*

un couple de redressement qui assure à la voiture une grande stabilité.

Au point de vue militaire, le différentiel à découplage présente un gros intérêt pour les voitures tous terrains et il fut monté en série sur des automitrailleuses allemandes.

En France, il était à l'essai en août 1939 sur les véhicules Laffly.

Différentiel à autoblocage Z. F. (fig. 173).

Ce différentiel se compose d'une cage entraînée par le moteur (par l'intermédiaire du renvoi d'angle) et de deux coquilles.

La cage porte huit coulisses qui peuvent glisser radialement dans leur logement. La coquille extérieure, solidaire de la roue droite par exemple, porte treize cavités.

La coquille intérieure, solidaire de la roue gauche, en porte onze.

En ligne droite, un certain nombre de coulisses sont coincées contre les rampes des coquilles et produisent l'entraînement des deux roues à la même vitesse.

En courbe, la roue extérieure avance plus vite et décoince la coquille correspondante. Les coulisses prennent un mouvement de va-et-vient en passant d'une cavité à la voisine. Elles sont toujours poussées par la cage (entraînée par le moteur) qui parcourt un chemin égal à la moyenne arithmétique des chemins des coquilles.

Mais ceci n'est possible que parce que la roue extérieure est décoincée par une force extérieure (couple de direction). Si une roue manque d'adhérence, la cage entraîne les coulisses qui se bloquent entre les rampes des deux coquilles et les roues tournent à la même vitesse. Car un couple appliqué à la cage ne peut entraîner une seule coquille en prenant appui sur l'autre, par suite de l'inclinaison soigneusement calculée des rampes sur lesquelles s'appuient les coulisses.

En effet (fig. 174), supposons que la coquille C_1 soit reliée à la roue qui manque d'adhérence, la coquille C_2 à la roue qui adhère suffisamment. La cage pousse les coulisses avec une force F. Cette force est transmise par la coulisse au point de contact A sur la coquille C_2.

Cette force AF′ se décompose en une composante normale AN et une composante tangentielle AT. La composante normale est équilibrée par la réaction AN′. Quant à la composante tangentielle, diminuée de la force de frottement AQ′, elle se décompose pour donner une composante A′X sans effet sur la coulisse, et une composante A′Y qui tend à la faire monter.

Cette composante A′Y appliquée en BN, sur la coquille C_1, se trouve alors à l'intérieur du cône de frottement d'angle au sommet φ tel que $\operatorname{tg} \varphi = f$ (coefficient de frottement de la coulisse sur la coquille).

Elle ne peut donc produire aucun glissement de la coquille sur la coulisse. Il y a donc bien blocage du différentiel. Cet appareil a donc

un résultat pratique identique à celui donné par le différentiel Sensaud de Lavaud. Sa mise au point a été plus longue (rupture des coulisses), aussi les voitures de course allemandes Mercédès et

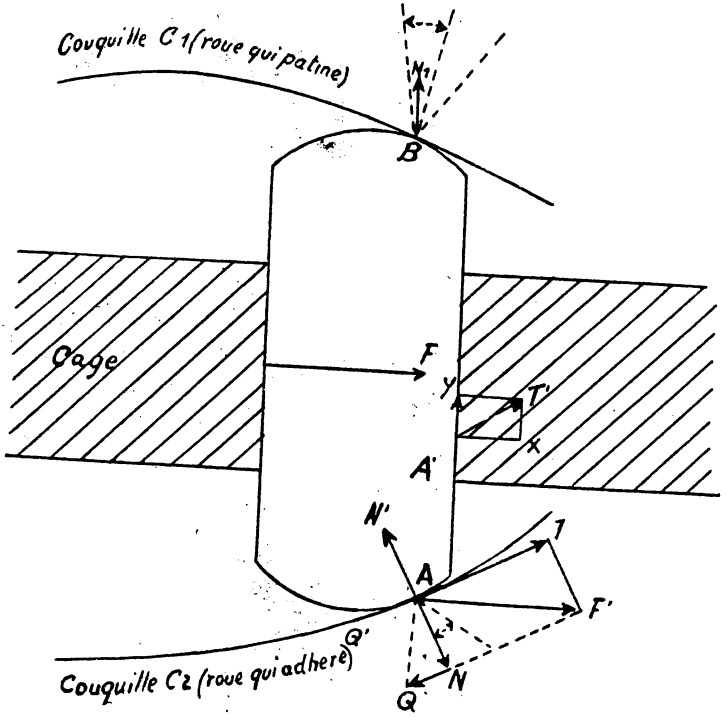


Fig. 174.

Auto-Union ont adopté le Sensaud de Lavaud qui a été mis au point plus tôt.

Différentiel à blocage automatique Thorton.

Comme les deux précédents, cet appareil n'a de différentiel que le nom, il permet le désaccouplement automatique d'une roue sollicitée par un effort extérieur à l'appareil à prendre une vitesse plus grande que celle de la coquille du prétendu différentiel.

L'appareil se compose (fig. 175 et 176) :

— d'un croisillon moteur A solidaire d'une pièce portant de chaque côté une rangée de crabots C_1;

— de deux pièces d'accouplement B et B' (une par côté) portant sur la tranche faisant face au croisillon, une série de crabots C_2

pouvant engrener avec le croisillon, mais en permettant un léger mouvement de rotation relatif des deux pièces en prise. L'alésage

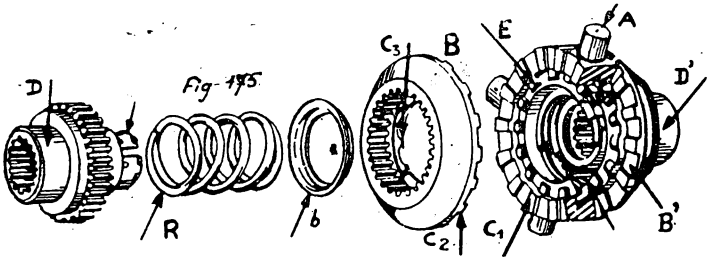


Fig. 175.

des pièces d'accouplement est nervuré. Du côté intérieur, la partie nervurée est remplacée par des cames C_3;

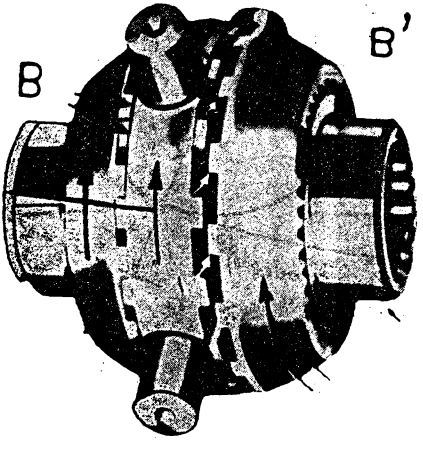


Fig. 176.

— de deux manchons (un par côté) D et D' portant des nervures sur leur alésage de façon à les rendre solidaires de leur demi-arbre. Ils portent également une couronne nervurée qui engrène avec la denture de l'alésage de la pièce d'accouplement qui peut coulisser sur le manchon;

— de deux jeux (un par côté) de ressorts R et de bagues *b* qui maintiennent les pièces d'accouplement contre le croisillon;

— à l'intérieur de la pièce porte-croisillon est placée une bague E pouvant tourner librement et portant sur chaque tranche une série

de cames, qui font vis-à-vis aux cames portées par les pièces d'accouplement.

Fonctionnement. — Lorsque le véhicule avance en ligne droite, les crabots des deux côtés du croisillon sont en prise avec ceux des deux pièces d'accouplement (position de la pièce B de la fig. 176). Le dispositif forme bloc, les deux demi-arbres tournent à la même vitesse. Par ailleurs, les cames de la bague E et celles des deux pièces d'accouplement sont en opposition et la bague est entraînée dans le mouvement de l'ensemble.

Si une des roues est sollicitée par une force extérieure (couple de direction par exemple) de tourner plus vite, elle entraîne la pièce d'accouplement correspondante. Celle-ci peut accélérer son mouvement grâce au jeu entre les crabots et ceux du porte-croisillon. Mais en raison de la bague intérieure et des cames en opposition ce mouvement ne peut se faire que si :

— ou bien la pièce d'accouplement monte sur les cames ce qui l'écarte du porte-croisillon (position de B' sur la fig. 176);

— ou si la pièce d'échappement entraîne la bague intérieure. Ce mouvement n'est pas possible car il faudrait que les cames situées de l'autre côté de la bague repoussent la pièce d'accouplement qui lui est opposée.

Cet écartement est plus difficile à obtenir car la pression des crabots entre eux crée un effort résistant qu'il faut vaincre.

Le mouvement qui se produit est celui qui demande le moins d'effort, donc la bague porte-cames reste liée au mouvement de la bague du demi-arbre qui est moteur et la pièce d'accouplement de l'autre demi-arbre est déplacée latéralement.

Dès que les cames de ce côté reviennent en opposition, la pièce d'accouplement est rappelée dans sa position normale par les ressorts. Si la roue est toujours sollicitée à tourner plus vite que le croisillon le mouvement de désaccouplement suivi d'accouplement se reproduit.

Nota. — Un dispositif rappelant ceux qui viennent d'être étudiés et qui aurait donné satisfaction aux essais va être essayé sur une voiture de course de petite cylindrée que l'on prépare pour les épreuves d'été 1948.

Il se compose de deux embrayages placés dans les moyeux de roues et qui sont mis en œuvre par la poussée créée par le couple conique. L'appareil est calculé de telle sorte que le couple s'opposant au patinage soit inférieur au couple nécessaire pour vaincre l'adhérence du pneu sur le sol. L'appareil fonctionne comme le Sensaud de Lavaud mais il ne répond que si le couple de direction a une valeur suffisante pour faire patiner l'embrayage de roue correspondant alors que le Sensaud de Lavaud répond à la moindre impulsion transmise à une roue.

Véhicules sans différentiel.

Notons pour compléter cette étude que certains véhicules ont été construits sans différentiel. Ce sont des véhicules à voie étroite pour diminuer l'utilité de cet organe.

On ne perçoit aucun phénomène anormal lorsqu'on roule avec une voiture sans différentiel tant que la route est droite ou ne présente que des virages à grand rayon. Son absence se fait surtout sentir dans les *tournants* à faible rayon, elle se traduit par une augmentation de la résistance à l'avancement et une réaction sur la direction (couple de redressement) plutôt utile que nuisible lorsqu'elle n'est pas exagérée.

De même lorsqu'un des pneus arrière se trouve dégonflé, la voiture a une tendance très nette à tourner du côté correspondant, sous l'influence du même couple de redressement nuisible cette fois.

Conclusions. — Les inconvénients du différentiel sont combattus par un des trois procédés suivants :

— blocage commandé. — Utilisable pour remédier aux effets nocifs du différentiel quand il y a perte d'adhérence sous une roue. Ce procédé très efficace en terrain varié est inutilisable sur route à grande vitesse, il ne s'oppose donc qu'à une partie des défauts du différentiel, par ailleurs, si le véhicule comporte plusieurs différentiels il nécessite autant de commandes indépendantes qu'il y a de différentiels;

— freinage du mouvement des satellites. — C'est un procédé qui conduit à des réalisations très onéreuses d'un fonctionnement progressif et ne répondant pas immédiatement (donc convenant mal aux vitesses rapides);

— désaccouplement d'un côté quand cela est nécessaire, il constitue la meilleure solution, les procédés de fonctionnement continu comme le Sensaud de Lavaud, sont plus satisfaisants que les discontinus (Thorton, Z. F.) qui, cependant à l'usage, donnent actuellement satisfaction.

Tous ces dispositifs améliorent les performances sur route (ils sont donc précieux en course) et hors des routes quand il y a irrégularité d'adhérence.

En terrain varié le colonel Herrington (1) estime, compte tenu de sa grande expérience, que sans blocage de différentiel un véhicule n'est capable que de 80 à 85 pour 100 des performances dont il est capable avec un différentiel blocable; à la C. E. M. Au, de Vincennes au cours des nombreux essais effectués à ce sujet il a été prouvé en particulier qu'un véhicule qui, différentiel bloqué, grimpe une rampe de 50 pour 100 établie sur sol naturel, ne peut dépasser dans les mêmes conditions 40 pour 100 quand le différentiel reste libre, résultat qui correspond avec les conclusions du colonel Herrington.

(1) Président honoraire de la S. A. E., propriétaire directeur de la firme Herrington, mobilisé comme colonel et responsable du matériel automobile des armées des U. S. A.

On peut se demander alors pourquoi les Allemands ont été les seuls à les utiliser sur leurs voitures militaires. En France, des essais étaient entrepris avant la campagne, les perturbations amenées par la mobilisation ont arrêté les essais.

L'armée des U. S. A. ne les a pas utilisés pendant la guerre. En effet, ces dispositifs obligent à renforcer les demi-arbres, il en résulte un emploi plus grand d'acier de la qualité nécessaire pour ces pièces. Comme les répartitions d'acier étaient faites au plus juste entre les différents secteurs de l'économie, il fallait ou diminuer le nombre de voitures à construire, ou abandonner les différents blocages. Le colonel Herrington a choisi cette dernière solution préférant la quantité à la qualité.

IV. — Arbres de transmission.

Généralités.

Le mouvement est transmis depuis la boîte de vitesses jusqu'aux roues motrices, en passant par les organes que nous venons d'étudier (joints déformables, couple conique et différentiel), par des arbres de transmission que l'on appelle :

— arbre longitudinal quand cet arbre est sensiblement parallèle à l'axe principal de la voiture;

— arbre transversal lorsqu'il est sensiblement perpendiculaire au plan de symétrie de la voiture. On réserve le nom d'arbre de roue (ou parfois demi-arbre de roue) à celui qui porte directement une roue motrice à une de ses extrémités sans interposition de joint déformable (fig. 177).

Arbre longitudinal.

Il est utilisé lorsque le moteur est à l'avant du véhicule, les roues motrices étant à l'arrière, Il a par conséquent une certaine longueur.

La plus grande difficulté à résoudre est d'éviter les vibrations. Celles-ci entraînent des bruits et compromettent la sécurité en risquant d'amener des ruptures de pièces. Ces vibrations peuvent prendre naissance par suite d'un défaut d'équilibrage qu'une fabrication soignée et un contrôle sévère doivent éliminer.

Mais pour tous les arbres il existe des vitesses critiques auxquelles des vibrations prennent naissance spontanément. Les dimensions de l'arbre de transmission doivent être telles que ces vitesses soient hors de la gamme normale des vitessse d'utilisation.

La formule générale donnant les vitesses critiques est :

$$\omega = \pi_2 \sqrt{\frac{EI}{ML^3}}$$

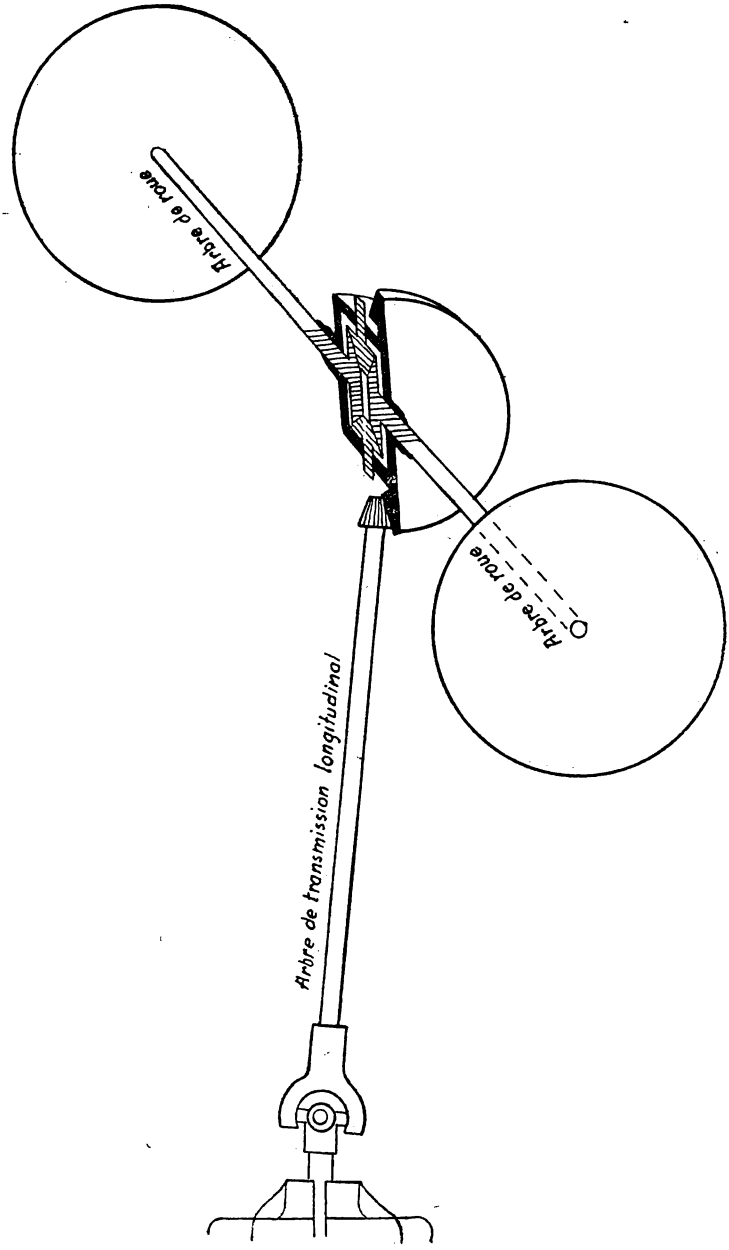

Arbre de roue
Arbre de transmission longitudinal
Arbre de roue

Fig. 177.

où ω est la vitesse critique en radians par seconde;

I le moment d'inertie de la section;

E le module d'élasticité du métal (kg.-mm^2.);

M la masse totale de l'arbre;

L la longueur de l'arbre.

Pour avoir une vitesse critique grande (au-dessus des vitesses normales d'utilisation) il faut :

— E grand, donc l'arbre sera en acier;

— I grand, par conséquent, à poids égal, on choisira une section dans laquelle le métal est reporté le plus loin possible de la fibre neutre (section circulaire creuse);

— M petit, ce qui pousse encore à l'adoption de la forme creuse pour alléger l'arbre;

— L petit. Cette condition est la plus importante, et de beaucoup, car L entre à la puissance 3/2 dans la formule. Donc la longueur de l'arbre de transmission a une influence considérable sur la vitesse critique de vibration, influence d'autant plus grande que la masse augmente aussi avec la longueur.

Les vibrations en question peuvent avoir dans certains cas particulièrement défavorables, une très grande amplitude. On a mesuré jusqu'à 7 millimètres de flèche pour un arbre de 1,20 m. de longueur.

Pour diminuer ce terme L on a parfois monté entre la boîte de vitesses et le différentiel un relais.

Dans ce cas l'arbre secondaire de la boîte de vitesses est prolongé jusqu'à une traverse intermédiaire sur laquelle il vient s'appuyer par un roulement, et c'est seulement à la sortie que se trouve le joint déformable qui l'unit à l'arbre de transmission (fig. 178).

L'arbre de transmission est en acier. Pour qu'il puisse mieux résister à la torsion et à la flexion sans être trop lourd, il est creux. On a fait des arbres de transmission en acier étiré, certains même avaient le profil d'un solide d'égale résistance à la flexion.

Actuellement on le fabrique le plus souvent à partir d'une tôle roulée, soudée électriquement suivant une génératrice. L'épaisseur de la tôle plate étant plus régulière que celle d'un tube étiré, et la soudure électrique bien faite n'occasionnant pas de surépaisseur, les tubes roulés sont aussi bien équilibrés que les tubes étirés; ils sont bien moins chers.

L'arbre de transmission longitudinal se termine toujours à sa sortie avant par un joint déformable (cardan) qui le relie à l'arbre secondaire de la boîte de vitesses d'où il reçoit sa puissance.

A sa partie arrière il est parfois couplé également à un joint déformable, parfois relié directement au pignon d'attaque du différentiel,

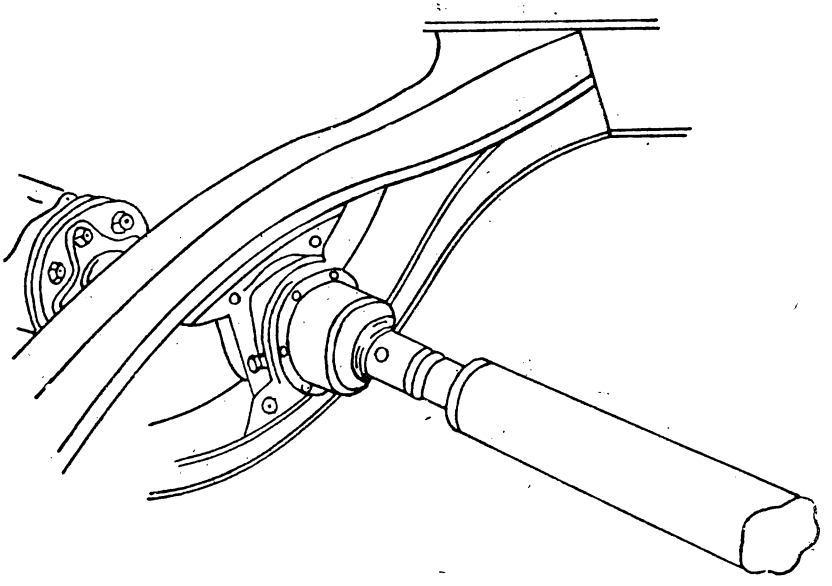


Fig. 178.

suivant la manière dont est assurée la transmission de la poussée et la réaction au couple de cabrage (fig. 179).

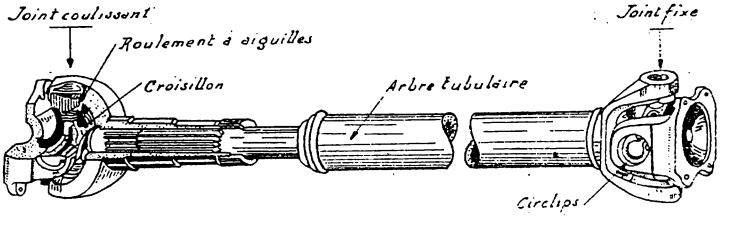


Fig. 179

La transmission qui utilise un arbre longitudinal est dite « à cardans longitudinaux » ou « longitudinale à cardans ».

Arbre de roue.

C'est l'arbre qui, à l'une de ses extrémités, porte une roue motrice.

Le moyeu de cette roue est fixé par cannelure ou par boulons. L'autre extrémité de l'arbre de roue peut :

— soit partir du différentiel, sans aucun intermédiaire : c'est le cas de la transmission classique à cardans longitudinaux et de la transmission à demi-arbres oscillants (voir plus loin réalisation de la transmission). Dans ce cas l'arbre de roue se termine par des cannelures qui s'engagent dans un planétaire du différentiel;

— soit partir d'un joint placé entre le différentiel et la roue : c'est la cas de la transmission à cardans transversaux. Dans ce cas l'arbre de roue porte directement une chape à ce joint.

Arbre transversal.

La transmission peut être assurée par des arbres transversaux, mais ce qui a été dit de l'arbre longitudinal ne peut leur être appliqué car ils sont courts. En effet le différentiel étant entre les deux roues de la voiture, chaque arbre transversal a forcément une longueur inférieure à la largeur du véhicule.

Par conséquent le terme L de la formule :

$$\omega = \pi_2 \sqrt{\frac{EI}{ML^3}}$$

étant petit, on n'est plus du tout gêné pour reporter ω au delà des vitesses d'utilisation et on peut se permettre de donner à l'arbre une section circulaire pleine, ce qui facilite l'usinage. L'arbre transversal est monté après le différentiel, il communique la puissance aux roues motrices par l'intermédiaire de joints déformables (fig. 180).

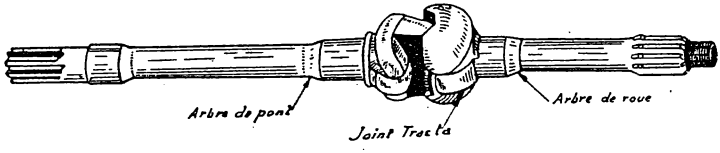


FIG. 180.

La transmission montée avec arbres transversaux est souvent appelée « transmission à cardans latéraux » ou « latérale à cardans ».

ORGANISATION GÉNÉRALE DE LA TRANSMISSION.

Généralités.

Entre le moteur et les roues motrices les divers organes de la transmission s'enchaînent dans l'ordre suivant. Après le moteur, nous trouvons l'embrayage, la boîte de vitesses, l'arbre longitudinal, le renvoi d'angle, le différentiel, les demi-arbres de roues et enfin les

roues motrices. Eventuellement on trouve en outre des démultiplicateurs qui sont, soit entre boîte de vitesses et différentiel, soit en bout des demi-arbres, aux roues motrices elles-mêmes.

En ce qui concerne l'organisation de la transmission, les voitures automobiles actuelles sont agencées suivant trois tendances :

1° *La solution classique.* — Celle qui fut pendant longtemps presque la seule employée et qui l'est encore beaucoup consiste à placer le moteur à l'avant et les roues motrices à l'arrière. Le joint déformable peut être placé entre la boîte de vitesses et le différentiel, on a alors une transmission à différentiel non suspendu.

Il y a intérêt que la coupure dans la rigidité de la transmission se fasse le plus près possible des roues pour réduire le nombre des organes non suspendus. Dans ce cas, les joints déformables de la transmission sont placés entre différentiel et les roues motrices. On dit que la transmission est à différentiel suspendu.

Sur certains véhicules appelés à circuler en mauvais terrain et conçus suivant la solution classique exposée ci-dessus, les roues avant peuvent être rendues motrices à volonté. Nous verrons plus loin les détails d'organisation de la transmission.

2° *Les voitures à traction avant.* — Le moteur est à l'avant et ce sont les roues avant qui sont motrices.

3° *Les voitures à groupe propulseur arrière.* — Le moteur est à l'arrière. Les roues arrière sont motrices.

Nous étudierons successivement l'organisation de la transmission dans les trois solutions citées ci-dessus, en remarquant toutefois que deux cas seulement sont à envisager suivant que le différentiel est lié d'une façon rigide au châssis ou qu'il dépend par l'intermédiaire des ressorts.

Suivant les cas nous aurons alors :

— les transmissions à différentiel non suspendu;

— les transmissions à différentiel suspendu.

Dans la première catégorie se placent les véhicules à transmission longitudinale dont les roues motrices ne sont pas à suspension indépendante (moteur à l'avant, roues motrices à l'arrière), sauf cas d'exception pour certains véhicules militaires.

Dans la deuxième catégorie se placent les véhicules à traction avant, à groupe propulseur arrière, ceux de la solution classique à roues motrices indépendantes et certains véhicules spéciaux que nous citerons au moment opportun.

A) Transmission a différentiel non suspendu.

a) *La transmission par pont oscillant.*

Le joint déformable est situé à la sortie de la boîte de vitesses. Le pont oscille autour du centre du joint.

b) *Transmission par pont non oscillant.*

Dans ce cas il y a deux joints, l'un à la sortie de la boîte de vitesses, l'autre avant l'attaque du couple conique. L'un au moins de ces deux joints est coulissant. Les débattements permis par la suspension se font de façon que le pont reste sensiblement parallèle à lui-même et dans un plan vertical.

Avantages et inconvénients de la transmission longitudinale.

Ce système est robuste. C'est la qualité qui l'a fait adopter sur les véhicules militaires, même pour les roues avant.

Son rendement est satisfaisant, car les joints de cardan travaillent dans de meilleures conditions que ceux de la transmission à cardans latéraux.

Par contre le poids non suspendu est important.

Les mécanismes contenus dans le pont arrière sont peu protégés des cahots de la route. Une avarie est toujours grave et le plus souvent irréparable sur la route.

La transmission longitudinale à cardans est très employée, aussi bien sur les voitures légères que sur les poids lourds, parce qu'elle est bien connue et bénéficie d'une très longue expérience. Elle fut longtemps classique, mais de plus en plus les solutions nouvelles prennent de l'extension.

Remarque. — Lorsque les roues motrices sont en même temps directrices (cas des tracteurs à quatre roues motrices et directrices, cas du pont avant de certaines voitures militaires) le demi-arbre est relié à la roue par l'intermédiaire d'un joint déformable dont le centre est sur l'axe de pivotement de la roue (fig. 181).

Sur les véhicules actuels, étant données l'amplitude du braquage et les vitesses réalisées, ce joint est homocinétique.

B) Transmission a différentiel suspendu.

Dans tous les cas ci-après le différentiel est fixé au châssis.

a) *Transmission par chaînes.*

Ce procédé, qui n'est pratiquement plus utilisé, ne sera que très sommairement étudié.

Le différentiel est fixé au châssis, très près de la boîte de vitesses. Les deux demi-arbres portant les planétaires se terminent par un pignon qui, par l'intermédiaire d'une chaîne entraîne une roue dentée solidaire des roues motrices.

Une bielle entre l'essieu et les demi-arbres assure à la fois la transmission de la poussée et le réglage de la tension de la chaîne.

b) *Transmission par cardans latéraux ou latérale à cardans.*

Les demi-arbres des planétaires du différentiel sont reliés chacun à un arbre transversal par un joint de cardan. Les roues sont montées

à l'extrémité de ces demi-arbres par l'intermédiaire d'un autre joint déformable.

Avec cette solution, qui a l'avantage d'alléger le poids non suspendu, n'importe quel type de suspension à roues indépendantes ou non peut être utilisé. Au cours des débattements des roues, leurs

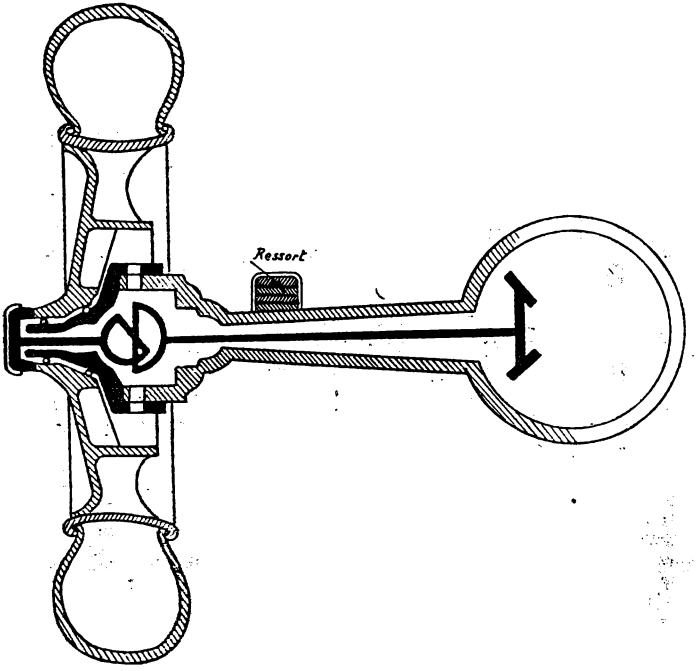


Fig. 181.

axes restent parallèles aux arbres correspondants des planétaires et, par suite, sous réserve que les roues considérées ne soient pas directrices, deux joints de cardan simples suffisent à réaliser une transmission homocinétique entre différentiel et roue.

L'un des deux joints de chaque demi-arbre doit être coulissant, la distance de la roue au différentiel n'étant pas constante.

c) *Transmission par demi-arbres oscillants.*

Les demi-arbres des planétaires du différentiel sont reliés chacun à un arbre transversal par un joint déformable. Les roues sont montées directement à l'extrémité des arbres transversaux sans l'intermédiaire d'autres joints.

Ce mode de transmission est plus simple que le précédent mais

le mouvement n'est plus transmis aux roues d'une façon homocinétique (à moins d'utiliser un joint réalisant les conditions d'homocinétie).

Les arbres transversaux sont contenus chacun dans un tube formant demi-essieu qui porte la roue, chaque demi-essieu étant articulé sur le châssis par une fourche à l'emplacement du joint déformable de liaison du demi-arbre planétaire et du demi-arbre transversal.

Cette fourche assurant la transmission de la poussée doit être très résistante.

Ce mode de transmission est utilisé par exemple sur les voitures T T Laffly S 15 T et sur les voitures allemandes Mercédès.

NOTA. — Les véhicules à traction avant entrent dans la catégorie des voitures à transmission par cardans latéraux.

Les véhicules à groupe propulseur arrière sont, soit du type à transmission latérale à cardan, soit du type à demi-arbres oscillants.

PROBLÈME PARTICULIER AUX VÉHICULES TOUS TERRAINS.

Lorsque l'on veut utiliser un matériel automobile sur des terrains difficiles ou pour remorquer de lourds fardeaux on est obligé d'avoir des véhicules dits à adhérence totale ou au moins à des véhicules à toutes roues motrices. D'autre part, sur des sols meubles on est obligé de multiplier les surfaces portantes (augmentation du nombre de roues, chenille).

L'organisation de transmission dans de tels véhicules pose un certain nombre de problèmes particuliers.

Véhicules à roues.

Si l'on veut construire un véhicule à plusieurs essieux moteurs et si l'on veut que chaque roue puisse prendre des vitesses différentes dans un virage, il faudrait avoir un différentiel par essieu et un entre deux essieux.

C'est-à-dire $n + n - 1 = 2n - 1$ différentiels.

n représentant le nombre d'essieux moteurs.

On voit facilement que l'on arrive à une grande complication mécanique, témoin le tracteur FAR-TT3 dont le schéma de la transmission est donné par la figure 182.

Aussi la plupart des constructeurs se sont-ils astreints à simplifier autant que possible les transmissions des véhicules à tous essieux moteurs.

Ils sont arrivés par les considérations suivantes :

1° Il n'est pas nécessaire que tous les essieux soient moteurs en permanence, en particulier l'essieu avant peut ne l'être que lorsqu'on aborde un mauvais terrain, on a ainsi l'avantage d'avoir une direction plus douce quand on va vite;

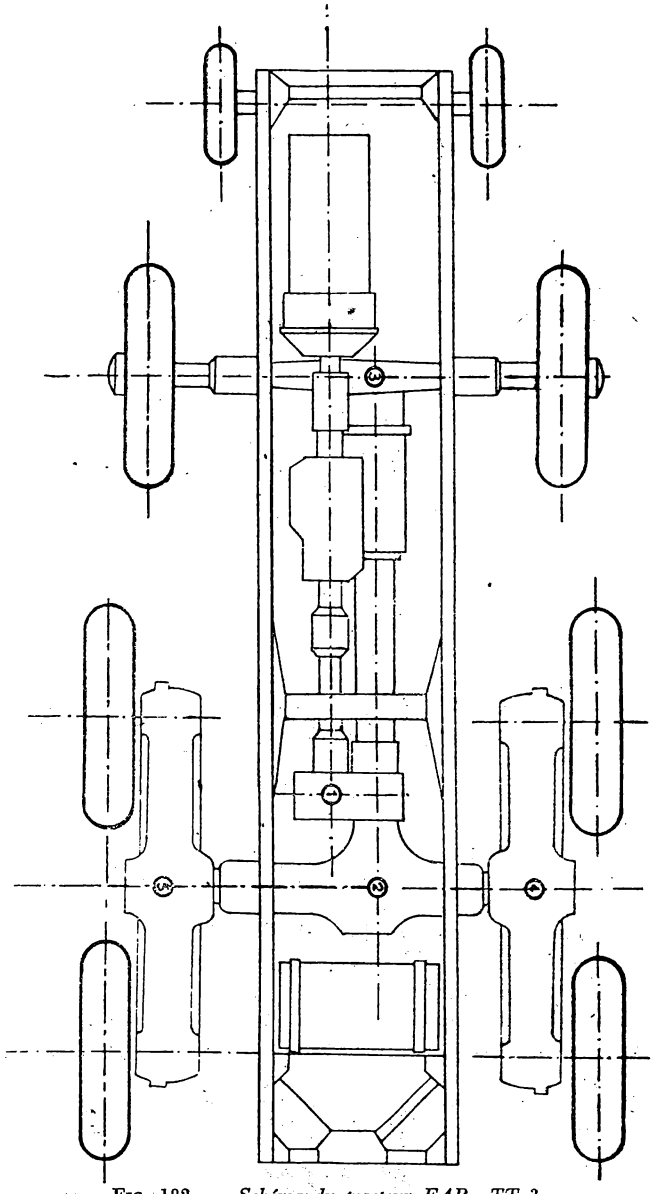


FIG. 182. — *Schéma du tracteur FAR - TT 3.*

NOTA. — Les cercles numérotés 1, 2, 3, 4, 5 représentent chacun un différentiel. Ces différentiels sont automatiques du type D' (Bendix) pour les cercles 1, 3, 4, 5 et du type planétaires et satellites commandés pour le cercle 2.

Pour la construction de nouveaux appareils les différentiels 4 et 5 peuvent être supprimés et le différentiel 2 remplacé par un différentiel automatique type D' (Bendix).

2° Le fait que l'on n'a besoin de tous les essieux moteurs qu'en mauvais terrain, justement au moment où l'action du différentiel serait plutôt néfaste fait que les constructeurs ont en général supprimé un ou plusieurs différentiels;

3° Deux essieux rapprochés n'ont pas besoin d'être reliés par un différentiel.

Solutions réalisées.

Parmi les solutions à roues étudiées en France avant la guerre, il y en a trois qui ont conduit à des réalisations de série :

La solution Laffly (fig. 183);
La solution Latil (fig. 184);
La solution Lorraine (fig. 185).

Dans la solution Laffly on trouve au centre du véhicule un bloc de mécanismes comportant : la boîte de vitesses, le réducteur et le différentiel à blocage commandé. De cette boîte, partent deux arbres de commande, l'un actionne les roues droites, l'autre les roues gauches.

Ces deux arbres tournent en sens contraire d'où la disposition des renvois d'angle reliant les arbres longitudinaux aux arbres transversaux.

Le démultiplicateur de roues inversant le sens du mouvement, les demi-arbres tournent dans le sens inverse des aiguilles d'une montre pour un observateur placé à droite du véhicule et lui faisant face. La dissymétrie des renvois d'angle fait qu'à gauche les efforts d'inertie s'ajoutent aux efforts moteurs, tandis qu'à droite ils s'en retranchent. Effectivement si les freins sont puissants les cannelures des demi-arbres gauches (et surtout celui de la roue intermédiaire) sont vrillées dans le sens marche arrière alors que celles des demi-arbres de droite ne subissent aucune détérioration. Le remède à cette défectuosité consiste à utiliser à la place des cardans des joints élastiques « cuppling » analogues à des silent-blocs qui, en amortissant les variations brutales des efforts, protègent les cannelures.

Les roues avant ne sont rendues motrices séparément qu'à volonté. Il est nécessaire, en particulier pour les roues avant, de mettre un joint homocinétique.

Dans la solution Latil on trouve une boîte de vitesses, un réducteur à double sortie, une vers l'avant, une vers l'arrière. Celle vers l'avant est pour l'essieu avant, elle est crabotable à volonté; l'autre conduit le mouvement à l'essieu ou aux deux essieux arrière très rapprochés, il y a un différentiel à blocage commandé par essieu.

Dans la solution Lorraine, le châssis est supprimé. Toute la transmission est rassemblée dans une poutre centrale. Les roues sont montées sur demi-essieux oscillants. Le mouvement est transmis

par des différentiels spéciaux (un par essieu). L'essieu avant n'est pas moteur.

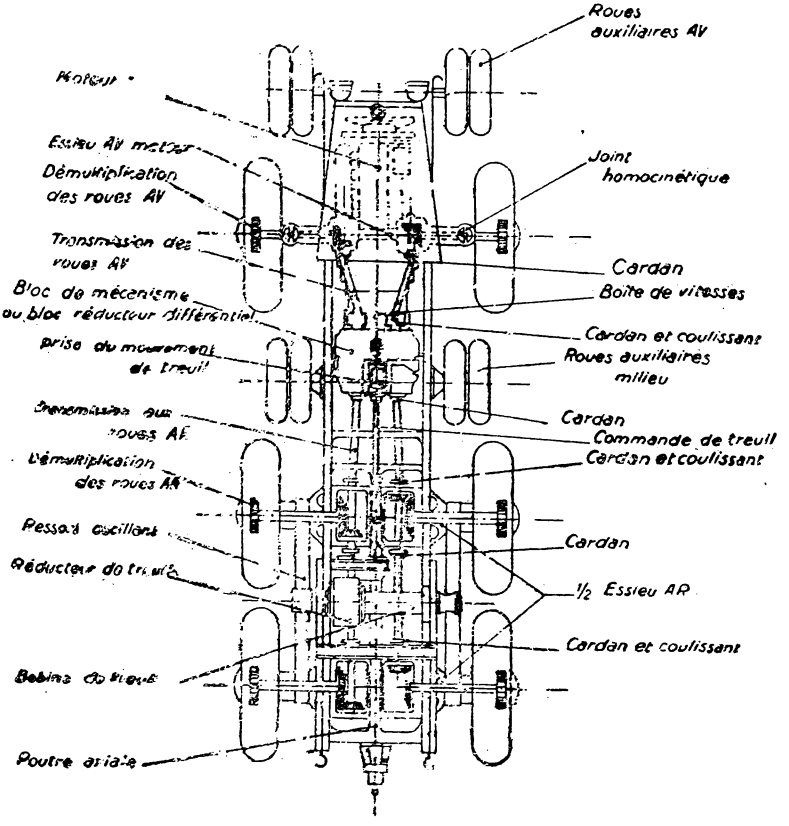


Fig. 183.
Schéma d'ensemble des véhicules Laffly « tous terrains ».

Les deux premières solutions ci-dessus donnaient satisfaction au point de vue performance en tous terrains, la troisième était moins brillante.

La transmission du matériel américain qui a fait la dernière campagne conçu pour être fabriqué en grande série à partir d'éléments de la production courante, rappelle la solution Latil, mais les différentiels ne sont pas blocables ainsi que cela a déjà été dit.

Véhicules semi-chenillés.

Les véhicules semi-chenillés n'ont généralement qu'un seul essieu moteur, leur transmission ne présente aucune particularité, à part

Schéma indiquant les positions des leviers pour les vitesses correspondantes. — Vue en plan.

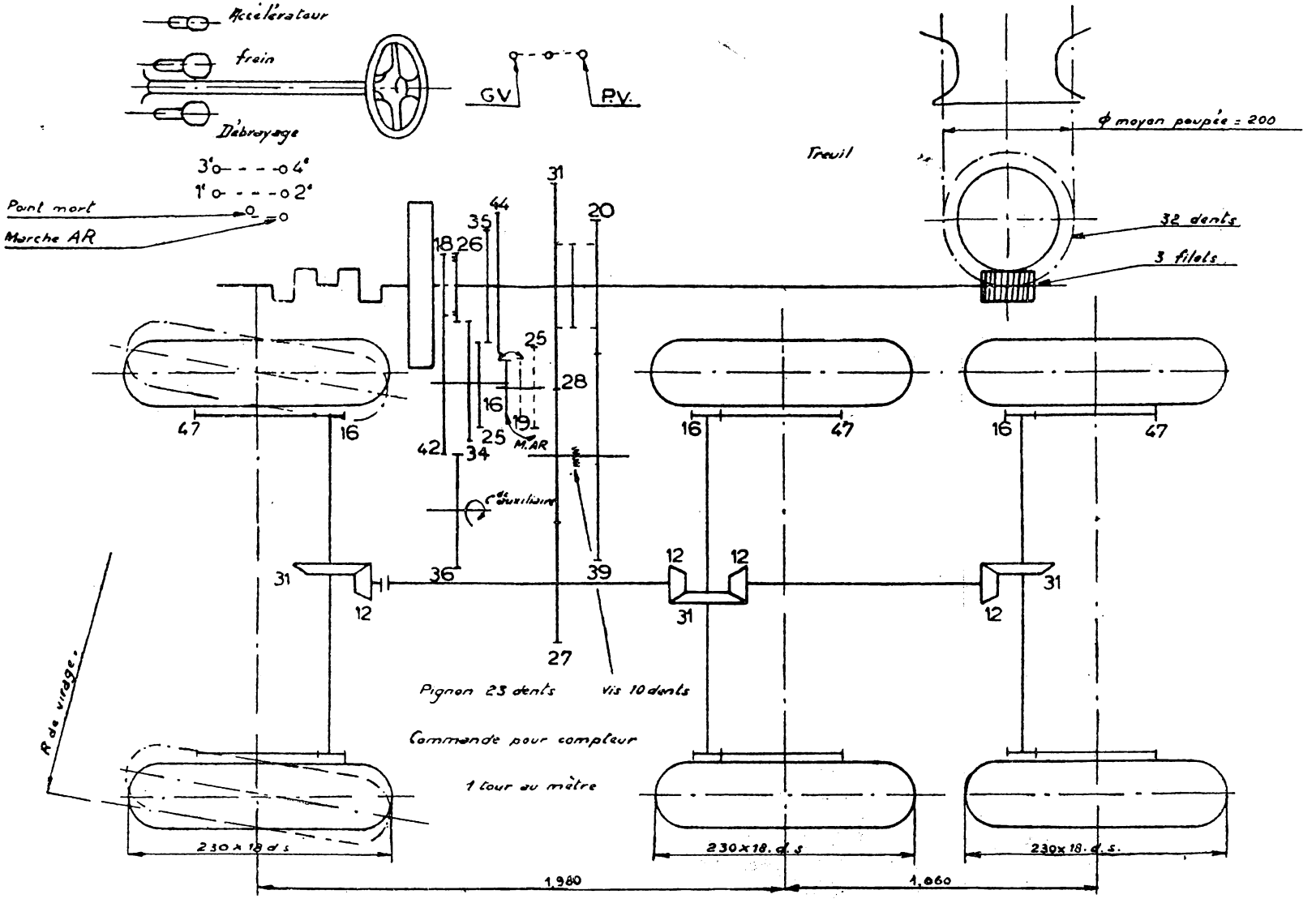


FIG. 184. — *Chassis M. 7Z1. Schéma de transmission.*

CHARLES-LAVAUZELLE ET Cie, ÉDITEURS.

sur certains, un frein monté sur les barbotins et qui est actionné par le volant de direction en fin de course pour améliorer la direction. Le pont arrière n'étant pas porteur est réduit à sa plus simple expression, le demi-arbre sortant du différentiel porte directement le barbotin.

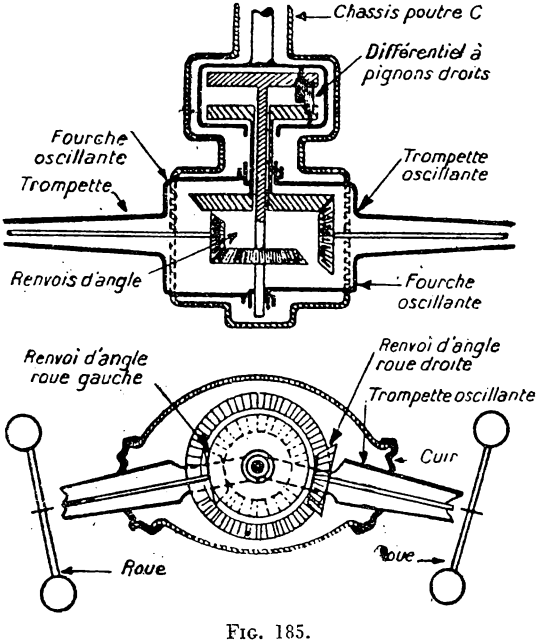


FIG. 185.
Détail de la transmission Lorraine-Tatra.

Véhicules chenillés.

La transmission des véhicules chenillés fait l'objet du chapitre V. En effet, elle est assez spéciale du fait qu'elle assure à la fois la propulsion et la direction.

Véhicules mixtes (1).

Ces véhicules peuvent être à la volonté du conducteur, soit à roues, soit à roues et chenilles (Citroën P 112, Unic S. E. K. 3) ou encore soit à roues, soit à chenilles (Saurer allemand).

Les voitures mixtes à roues ou à roues et à chenilles ont une transmission analogue à celle des véhicules ayant deux ponts arrière moteurs. Le différentiel du pont à chenilles est enclenché par un

(1) Voir fascicule 15 une description plus complète de ces véhicules.

crabot coulissant, actionné automatiquement quand on abaisse le train chenillé. Quand les chenilles sont mises en œuvre les roues continuent à remplir le ou les rôles qu'elles ont dans la propulsion uniquement par roues.

Les voitures mixtes à roues ou à chenilles comportent un dispositif analogue mais c'est soit le pont à chenilles, soit le pont à roues, qui est enclenché, le véhicule est donc soit à roues, soit à chenilles intégrales. Le pont à chenilles et le pont à roues sont placés de part et d'autre d'une boîte auxiliaire à deux sorties. Un levier à la disposition du conducteur permet d'accoupler sur l'arbre moteur un des deux arbres de sortie.

Le levier de cette boîte auxiliaire est également celui qui commande le relevage des roues.

CHAPITRE V

TRANSMISSION DES VÉHICULES A CHENILLES INTÉGRALES

Le principe de l'organisation de la transmission des véhicules à chenilles intégrales diffère de celui des véhicules à roues, pour les deux raisons suivantes :

— les dispositifs de propulsion et ceux de direction comportent des organes communs, il y a donc interdépendance de la propulsion et de la direction;

— le pont arrière n'est pas porteur.

Quant à la réalisation elle-même elle est affectée en ce qui concerne les dimensions à donner aux différentes pièces par les causes énumérées ci-dessous :

— les effets d'inertie des chenilles sont de beaucoup supérieurs à ceux des roues, et ne sont pas tous de même nature (flottement de la chenille par exemple). Ils peuvent en particulier entraîner des vibrations supplémentaires;

— sur les engins blindés, toujours en charge, le service est particulièrement pénible (la conduite est difficile du fait du terrain varié et des difficultés de visibilité); par ailleurs au combat le pilote peut ne pas conserver le calme désirable et commettre des maladresses de conduite au moment même où le bon fonctionnement de l'engin est capital.

Par suite le taux de sécurité des différents organes doit être particulièrement élevé, il le sera dans la mesure où le permettent les possibilités d'encombrement, les limites de poids et les nécessités de fabrication. Donc d'une part, on utilise des aciers de haute qualité, et d'autre part, on fait un large emploi d'engrenages épicycloïdaux en raison des économies de poids et d'encombrement qu'ils procurent.

On conçoit que les problèmes de transmission des véhicules chenillés ont été particulièrement étudiés à l'occasion de l'élaboration des engins blindés.

A) RÉSISTANCE AU VIRAGE.

1° Adhérence longitudinale (1).

Pour un même type de chenille le coefficient d'adhérence longitudinale A_l varie selon les terrains dans des limites considérables; les chiffres suivants ont été relevés :

— à l'atelier de construction de Rueil pour un char B_1.

$$\text{Béton : } A_L = \frac{14{,}5 \text{ tonnes}}{30 \text{ tonnes}} = 480 \text{ kg. à la t.}$$

$$\text{Terrain labourable : } A_L = \frac{24 \text{ tonnes}}{30 \text{ tonnes}} = 800 \text{ kg. à la t.}$$

$$\text{Terrain cailloux recouverts d'herbes : } A_L = \frac{27 \text{ tonnes}}{30 \text{ tonnes}} = 900 \text{ kg. à la t.}$$

— à la Commission d'Expérimentation du Matériel automobile de Vincennes pour le char 35 L :

$$\text{Sol pavé : } A_L = \frac{6}{10{,}870} = 550 \text{ kg. à la t.}$$

$$\text{Sol dur (caillouteux) : } A_L = \frac{7{,}5}{10{,}870} = 630 \text{ kg. à la t.}$$

$$\text{Sol mou : } A_L = \frac{8}{10{,}870} = 730 \text{ kg. à la t.}$$

Il est rappelé que par définition l'adhérence longitudinale se mesure chenille bloquée.

Dans cet ordre d'idées, la pente la plus élevée qu'un char français ait pu gravir sans perte d'adhérence dépasse 80 pour 100.

2° Adhérence transversale (1).

L'adhérence transversale d'un engin chenillé est toujours plus faible que l'adhérence longitudinale; la chenille admettant toujours un axe de symétrie longitudinal, l'adhérence longitudinale est la même dans les deux sens. On conçoit en outre que le fait que les chenilles soient bloquées ou non ne modifie pas le résultat des mesures.

---

(1) Voir fascicule 13 : « Adhérence ».

Les valeurs suivantes du coefficient d'adhérence transversale A_T ont été relevées à l'A. R. L. sur un char B :

Béton.....	400 kg.-tonne.
Piste à fond dur.....	600 kg.-tonne.
Terre labourée.....	730 kg.-tonne.
Cailloux.....	870 kg.-tonne.

3° Adhérence dans une direction quelconque.

Le coefficient d'adhérence dans une direction quelconque $A\varphi$ dépend de cette direction; elle est comprise toutes choses égales entre le coefficient d'adhérence longitudinale et celui de l'adhérence transversale.

$$A^2\varphi = A_L^2 \cos^2\varphi + A_T^2 \sin^2\varphi$$

(φ angle de la direction considérée avec l'axe longitudinal du véhicule).

Si : $A_L = A_T$ on a $A\varphi = A_L = A_T$.

REMARQUE. — Les valeurs données pour A_L A_T $A\varphi$ correspondent au démarrage, elles diminuent dès que le mouvement est amorcé puis restent constantes.

4° Résistance au roulement.

La résistance au roulement est la résultante des efforts résistants qui s'opposent au mouvement dans les conditions suivantes :

— propulsion en ligne droite sur un plan horizontal;

— chenilles libres (ni bloquées, ni freinées autrement que par les frottements qui ne peuvent être supprimés);

— vitesse suffisamment faible pour que la résistance de l'air soit négligeable.

On appelle coefficient de traction ou de roulement le rapport a de l'effort qu'il faut exercer pour faire avancer le véhicule dans les conditions qui viennent d'être énumérées au poids du véhicule. Ce coefficient s'exprime en kg.-tonne. L'effort qu'il faut appliquer au véhicule égal à l'effort résistant est donc $F = a\ T$ kg.

T étant le poids exprimé en tonnes.

Sur un terrain de pente i l'effort résistant sera :

$$F_i = T\ (a \cos i + 1000 \sin i).$$

Le coefficient de traction d'un véhicule chenillé varie avec la nature du sol et un peu avec la vitesse comme pour les véhicules à roues, mais les variations sont plus importantes que sur ces derniers.

Etude du coefficient a.

L'étude du coefficient *a* n'a été faite en France que sommairement par des essais ne portant que sur *l'ensemble du train de roulement.* Aucune étude expérimentale systématique n'a été faite pour déterminer les travaux résistants élémentaires à l'intérieur des trains de roulement.

Des mesures effectuées il résulte :

1° Que le coefficient *a* varie de 40 à 80 kg.-tonne pour des vitesses ne dépassant pas 40 km.-h., selon les terrains, pour les trains de roulement genre B et R. 40 où la charge est uniformément répartie et pour lesquels l'enfoncement en terrain meuble est minimum.

C'est ainsi que la consommation d'essence pour le char R. 40 s'est avérée sensiblement constante sur *tous les terrains* pour des vitesses comprises entre 10 et 20 km.-h.

2° Pour les trains de roulement Garden Lloyd (les trains de roulement Christie n'ont pas été expérimentés en France) la résistance au roulement sur terrain dur reste constante et est de 40 kg.-tonne pour des vitesses allant de 0 à 40 km.-h. au moins.

Par contre cette résistance au roulement peut être triplée en terrain meuble en raison de l'enfoncement des chenilles et du bourrage.

Une étude systématique de *a* serait nécessaire dans l'avenir. Il y a lieu d'étudier non seulement les travaux de frottement, mais encore l'énergie absorbée par les oscillations et les chocs de toutes sortes. Le cinéma est un moyen d'investigation précieux en pareille matière, susceptible de mettre en évidence les mouvements relatifs des patins, le fonctionnement des galets guides, les conditions de l'engrènement de la chenille sur le barbotin.

En ce qui concerne les mesures, celles qui ont été effectuées ont toujours porté sur des efforts au démarrage ou à vitesse réduite. La S. N. C. F. utilise depuis longtemps des wagons dynamomètres permettant d'étudier les phénomènes et les efforts aux grandes vitesses. Des équipements analogues réalisés sur des véhicules à chenilles d'essai seraient précieux pour étudier les conditions de roulement d'un char aux différentes vitesses.

5° **Résistance au pivotement** (fig. 186).

Soient 2L mètres la longueur portante de la chenille, 2 *d* mètres la voie, T le poids en tonnes du véhicule.

Nous admettrons que le poids est uniformément réparti (donc le centre de gravité G du véhicule se projette en *o* point de rencontre

des axes de symétrie des deux surfaces portantes) et que la résistance de l'air est négligeable au cours d'un pivotement.

Pour que le véhicule pivote autour de l'axe vertical passant par G il faut vaincre un certain couple d'adhérence dit de résistance au pivotement.

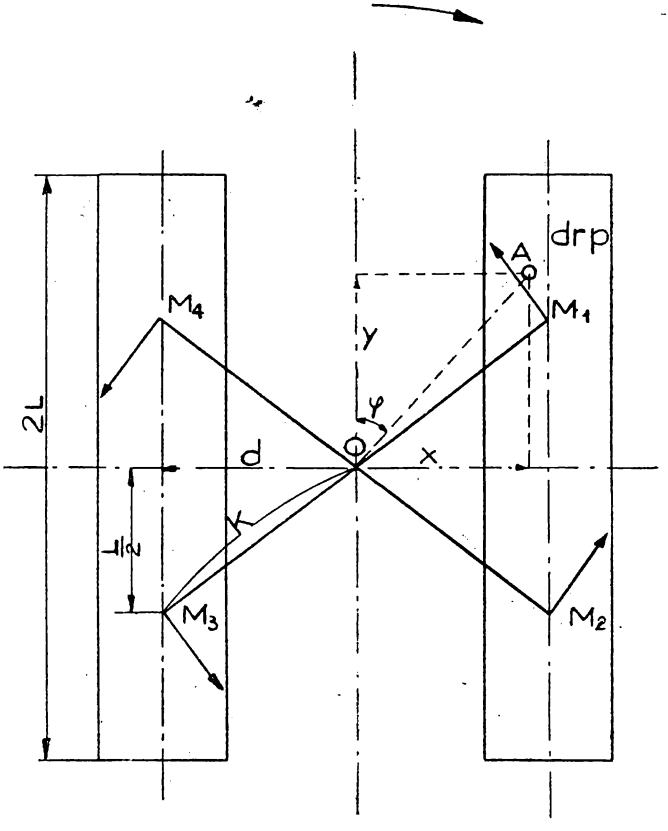


FIG. 186.

Soit A un élément d S de surface de contact avec le sol, il se déplace pendant le pivotement en vainquant une force dr_p dont le moment par rapport à l'axe de pivotement est $\overline{OA}\, dr_p$ or $dr_p = \frac{T}{S}\, dS.\, A_{(OA)}$

$A_{(OA)}$ étant le coefficient d'adhérence dans la direction perpendiculaire à OA.

$$OA\,.\,dr_p = \overline{OA}\, dS\,.\, A_{(OA)}.$$

Le moment de toutes les forces semblables à dr_p est égal à :

$$\Gamma_p = \int_{(S)} \overline{OA} \frac{T}{S} dSA_{(OA)} = \frac{T}{S} \int_{(S)} OA dSA_{(OA)}.$$

Cette expression peut se mettre sous la forme :

$$\Gamma_p = \frac{T}{S} JR_p$$

dans laquelle R_p est le coefficient de résistance au pivotement exprimé en kg.-tonne et J la valeur de l'intégrale :

$$\int_{(S)} \overline{OA} \,.\, dS.$$

La valeur de cette intégrale est égale, dans l'hypothèse faite, à quatre fois celle du résultat du calcul pour la demi-chenille antérieure droite par exemple. On a successivement, l étant la largeur d'une chenille :

$$\frac{J}{4} = \int_{\left(\frac{S}{4}\right)} \overline{OA} dS = \int_{\left(\frac{S}{4}\right)} \sqrt{x^2 + y^2 dS} = \int_{\left(\frac{S}{4}\right)} \sqrt{(x^2 + y^2) dS^2}$$

$$\int_{\left(\frac{S}{4}\right)} y dS = \int_0^L l y dy = \frac{l L^2}{2}$$

$$\int_{\left(\frac{S}{4}\right)} x dS = \int_{d-\frac{l}{2}}^{d+\frac{l}{2}} L x dx = \frac{L}{2} \left\{ \left(d + \frac{l}{2}\right)^2 - \left(d - \frac{l}{2}\right)^2 \right\} = L d l$$

$$J = 4 \sqrt{\frac{l^2 L^2}{4} + L^2 d^2 l^2} = 4 l L \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2}$$

$$\Gamma_p = \frac{T}{S} JR_p = \frac{4 l L \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2}}{4 l L} TR_p = \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2}\, TR_p$$

Cette expression représente le moment d'une force égale à T Rp par rapport à un point O éloigné de la force de la distance :

$$K = \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2}.$$

La résistance au pivotement peut donc se représenter par quatre forces respectivement :

— appliquées à un des quatre centres de gravité M_1 M_2 M_3 M_4 des surfaces des quatre demi-chenilles;

— dirigées selon une direction perpendiculaire à OM_1, OM_2, OM_3, OM_4, dans le sens contraire du mouvement;

— égales chacune à $\frac{T}{4}$ R_p c'est-à-dire au poids porté par la demi-chenille multipliée par le coefficient R_p.

Γ_p est déterminé expérimentalement avec un dynamomètre, il est donc facile de déduire la valeur de R *p* qui dépend :

— du contact avec les chenilles et le sol : nature et grandeur de la surface des patins touchant le sol, nature du terrain;

— de la façon dont est effectué le pivotement : chenilles bloquées, chenilles libres, ou encore une chenille libre et l'autre bloquée.

R_p est indépendant du poids du véhicule.

Quand le pivotement se fait chenilles bloquées R_p est compris entre A_L et A_T. Si $A_L = A_T$ la valeur de R_p est évidemment la valeur commune de A_L et de A_T.

Quand le pivotement se fait chenilles libres, R_p est compris entre A_T et le coefficient de traction *a* dont la valeur est grossièrement égale à $\frac{1}{10}$ de A_L.

Quand le pivotement se fait une chenille libre et l'autre bloquée, la résistance au pivotement des deux chenilles n'est pas la même : la valeur de R_p qui convient à la chenille qui est bloquée est celle qui correspond au pivotement chenilles bloquées, alors que la chenille libre a le R_p du cas des chenilles libres. Donc le R_p convenant à l'ensemble du véhicule est la moyenne arithmétique de ces deux valeurs.

6° Résistance au virage (pivotement en marche).

Quand le véhicule est animé d'un mouvement de translation les forces d'adhérence qui empêchent le mouvement de rotation sont au plus égales à la partie de l'adhérence qui n'est pas utilisée pour la propulsion.

Soient F kg. l'effort de traction, l'effort à la tonne est $\frac{F}{T}$ kg.; R_v la résistance au virage.

Le couple de résistance au virage est :

$$\Gamma_v = K\,T\,R_v.$$

Quant à la relation entre R_r R_p A_L A_T $\frac{F}{T}$ $\frac{T_1}{T}$ (T_1 poids sur les organes moteurs), et le rayon de virage, elle est difficile à obtenir et de peu d'intérêt pratique, puisque le calcul ne peut être entrepris qu'avec des hypothèses simplificatrices qui ne se rencontrent jamais. On peut en première approximation adopter les relations approximatives suivantes :

Chenilles bloquées : $R_r = A_L - \frac{F}{T}$;

Chenilles libres : R_r est égal à la plus petite des deux expressions

$$R_p; \quad A_L - \frac{F}{T}.$$

REMARQUE. — Les valeurs de R_p de R_r dont il a été question correspondent au démarrage, elles diminuent quand le mouvement est amorcé. Ceci est assez évident étant donné que R_p et R_r sont liés à A_L à A_T et à a.

Les résistances au pivotement et au virage chenilles libres sont comme a sensiblement constantes quand la vitesse varie, et, chenilles bloquées, sont indépendantes de la vitesse comme A_L et A_T.

7° Résistance au mouvement d'une chenille seule.

Dans les exposés précédents nous avons raisonné sur le véhicule en entier, en réalité ce véhicule a deux points, ou plus exactement deux zones de contact avec le sol, il est donc logique d'examiner chaque chenille séparément.

Tout d'abord le poids porté par chaque chenille n'est pas le même pour les raisons suivantes :

— le centre de gravité ne se projette pas toujours au point de rencontre de l'axe longitudinal du véhicule et de l'axe transversal séparant en deux parties égales les zones d'impact des chenilles;

— la répartition des poids est affectée par :

- — les rampes et les devers;
- — les accélérations positives et négatives;
- — la force centrifuge;
- — le vent;
- — la résistance de l'air.

Par ailleurs le poids porté par une chenille ne conduit pas forcément à une pression uniforme, la pression est maximum à la hauteur des appuis, en outre les saillies des patins combinées avec la dureté du sol rendent la répartition encore plus irrégulière.

Sans entrer dans toute la complexité du problème, nous nous limiterons au cas où les chenilles portent des poids différents,

répartis d'une façon homogène et reposent chacune sur des sols différents, mais identiques sous toute l'étendue de la même chenille.

Conservant les notations déjà employées nous affecterons l'indice i aux symboles relatifs à une chenille, et l'indice e aux symboles affectés à l'autre. En étudiant un virage la chenille désignée par l'indice e sera la chenille extérieure.

Sans qu'il soit nécessaire de le préciser davantage on conçoit qu'il est aisé de définir les valeurs de :

T_i et T_e; A_{Li} et A_{Le}; A_{Ti} et A_{Te}; a_i et a_e; Γ_{pi} et Γ_p; Γ_{ri} et Γ_{re}.

Ces valeurs sont liées par les relations :

$$T_i + T_e = T; \quad \frac{T_i A_{Li} + T_e A_{Le}}{T} = A_L; \quad \frac{T_i A_{Ti} + T_e A_{Te}}{T} = A_T$$

$$\frac{T_i a_i + T_e a_e}{T} = a; \; \Gamma_{pi} + \Gamma_{pe} = \Gamma_p; \; \Gamma_{ri} + \Gamma_{re} = \Gamma_r$$

$$\Gamma_{pi} = T_i \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2}\; R_{di} = T_i K R_{pi} \quad \text{et} \quad \Gamma_{pe} = T_e K R_{pe}$$

de même :

$$\Gamma_{pi} = T_i K R_{ri} \quad \text{et} \quad \Gamma_{re} = T_e K R_{re}.$$

REMARQUE. — L'interprétation géométrique du coefficient K, homogène à une longueur, est valable même si la pression n'est pas uniforme. K est donc le vecteur joignant O au centre de gravité des appuis supportés par la demi-chenille considérée.

Conclusions pratiques sur la rotation d'un véhicule chenillé autour d'un axe vertical.

Le couple Γ_r est le couple qui s'oppose au dérapage, ce qui est avantageux, et qui durcit la direction, ce qui l'est beaucoup moins. Pratiquement pour que la direction soit plus aisée, on a intérêt à le diminuer en recherchant un profil approprié des patins. On adopte donc une forme telle que les saillies vont en diminuant vers les côtés du patin (forme dite « bateau »). Ces profils présentent l'avantage supplémentaire de moins détériorer les routes.

Dans les terrains meubles les chenilles s'enfoncent et bourrent en virage, il peut même arriver qu'elles buttent; les résistances au pivotement et au virage augmentent considérablement au point de rendre dans certains cas tout mouvement de rotation impossible.

Quoi qu'il en soit, ni ces complications ni les différences de terrain sous les deux chenilles n'altèrent l'allure des phénomènes; les conclusions restent valables, seules les grandeurs des efforts et par suite la valeur numérique des coefficients changent.

Notons en particulier que :

— une grande longueur portante et une voie importante augmentent Γ_v.

— en faisant porter le poids sur les extrémités de la chenille en augmente Γ_v.

(Il est plus facile de virer sur une butte que sur une dépression du sol.)

Application.

Pour éclairer ces notions d'adhérence, de résistance au roulement, au pivotement et au virage, nous allons procéder à un exercice d'application.

Voyons ce qui se passe sur un véhicule dont le poids est également réparti sur les deux chenilles et qui est entraîné par son moteur, quand on débraye une des chenilles, d'abord sans freiner puis en la freinant (nous supposerons le sol uni et horizontal, l'enfoncement des chenilles négligeable).

a) *Sans freinage.* — Le maximum de l'effort que peut fournir la chenille motrice est égal à son adhérence longitudinale : $A_L \frac{T}{2}$.

La résistance à l'avancement en sol horizontal et à vitesse constante suffisamment faible pour que la résistance de l'air soit négligeable est :

$$a\ T.$$

Donc si : $A_L \frac{T}{2} > a\ T$ ou $A_L > 2\ a$, le véhicule peut avancer une chenille débrayée.

Le moment de l'effort de la chenille motrice par rapport à l'axe vertical passant par G est : $A_L \frac{T}{2} d$.

La résistance au virage de la chenille motrice est définie par R_v qui est égal à la plus petite des deux expressions R_p et $A_L - \frac{F}{\frac{T}{2}}$ puisque la chenille porte le poids $\frac{T}{2}$. Or $\frac{F}{\frac{T}{2}} = \frac{A_L \frac{T}{2}}{\frac{T}{2}} = A_L$ donc :

$R_v = 0$.

La moindre impulsion fera tourner la chenille motrice dans un sens ou dans l'autre.

La résistance au virage de la chenille débrayée est donnée par R_v correspondant aux chenilles libres. Cette chenille ne reçoit aucun effort du moteur, mais une poussée de la part du véhicule égale à : $a \frac{T}{2}$.

Donc R_v est égale à la plus petite des deux valeurs R_p et $A_v - a$, et : $\Gamma_v = K \frac{T}{2} R_v$.

Par suite le véhicule ne tournera du côté de la chenille débrayée que si :

$$A_L \frac{T}{2} d > K \frac{T}{2} R_v \quad \text{ou} \quad A_L d > KR_v - \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2} R_v$$

ou encore :

$$\frac{A_L}{R_v} > \frac{\sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2}}{d}$$

Donc en débrayant une chenille on ne tournera de ce côté que si l'adhérence longitudinale est supérieure à la résistance au virage chenilles libres dans une proportion dépendant du rapport de la longueur de la chenille à la voie. Dans le cas contraire, on continuera en ligne droite, sauf si A_L et a étaient égaux. Dans cette éventualité Γ_v est nul, le véhicule tournera sous l'influence de la plus petite impulsion intempestive.

Cette hypothèse se réalise quand a est important dans une rampe par exemple (l'effort de propulsion est la somme de la composante du poids et de celle due au coefficient de roulement)

$$T\ (a \cos i + 1000 \sin i)$$

ou quand le véhicule traîne une remorque de poids suffisant.

b) *Avec freinage de la chenille débrayée.* — La résistance à l'avancement est dans les mêmes conditions que précédemment : $a \frac{T}{2}$ pour la chenille motrice, $A_L \frac{T}{2}$ pour la chenille freinée. La propulsion n'est donc plus possible.

Si le véhicule est arrêté la chenille motrice patinera ou le moteur calera selon les valeurs relatives de l'adhérence et de l'effort à la jante, et si le véhicule est en marche il ne pourra poursuivre sa route que sur sa lancée et par suite s'arrêtera rapidement.

Le moment de la résistance au virage de la chenille motrice est toujours nul, celui de la chenille freinée est $\Gamma_{vi} = K \frac{T}{2} R_v$ avec $R_v = A_L - A_L = 0$. Donc $\Gamma_v = 0$.

Donc aussi longtemps que A_L n'est pas nul le véhicule tourne toujours du côté de la chenille freinée et cela aussi longtemps que sa force vive lui permet de continuer à progresser.

B) ÉTUDE DU MOUVEMENT D'UN VÉHICULE A CHENILLES.

1° Forces mises en œuvre.

Supposons un véhicule chenillé se déplaçant selon un itinéraire déterminé sur la surface du sol et cherchons quelles sont les forces mises en œuvre.

Prenons comme plan de référence le plan tangent au sol au point A où se trouve le véhicule à l'instant initial considéré. Adoptons comme axe des x l'intersection du plan de référence avec le plan longitudinal du véhicule passant par G, comme axe des y, l'intersection du plan de référence avec le plan transversal passant par G et comme axe des z, la perpendiculaire au plan de référence élevé point de rencontre des axes des x et des y.

Désignons par :

— i l'angle de ox avec le plan horizontal (pente);
— α l'angle de oy avec le plan horizontal (devers);
— ρ le rayon de courbure en A de l'itinéraire du véhicule;
— V la vitesse du centre de gravité G;
— ω la vitesse de rotation autour de l'axe vertical passant par G;
— γ_v l'accélération du mouvement du centre de gravité;
— $\gamma\omega$ l'accélération du mouvement du pivotement;
— W_L le vent longitudinal;
— W_T le vent transversal;
— R_v la résistance de l'air à l'avancement;
— $R\omega$ la résistance de l'air au pivotement;
— M la masse du véhicule;
— g l'accélération de la pesanteur.

1° Le poids. — Force égale Mg dirigée selon la verticale du lieu et appliquée au centre de gravité; ses trois composantes suivant les trois axes sont :

— sur l'axe des x : $Mg \sin i$: force résistante permanente ou encore statique;

— sur l'axe des y : $Mg \sin \alpha$: équilibrée par l'adhérence transversale;

— sur l'axe des z : $Mg \sqrt{1-\sin^2 i - \sin^2 \alpha}$: équilibrée par la réaction normale du sol.

Le devers a comme conséquence d'augmenter le poids porté par la chenille la plus basse en diminuant d'autant celui porté par la chenille la plus haute, l'équation des moments pris par rapport à la chenille la plus basse permet de calculer ce transfert des poids d'une chenille à l'autre.

La pente augmente le poids sur les appuis arrière, l'équation des moments pris par rapport à un axe parallèle à l'axe des y et passant par l'arrière du véhicule et les relations d'élasticité permettent de calculer ce nouveau transfert de poids.

2° La résistance à l'avancement aT. — C'est une force résistante créée par le mouvement, donc dynamique.

3° La résistance au pivotement : $\Gamma_p = \mathrm{KTR}_p$ créée comme nous l'avons vu partiellement par l'adhérence transversale, partiellement par l'adhérence longitudinale : c'est un couple résistant dynamique.

4° La force centrifuge. — Force parallèle à oy appliquée à G et dont la grandeur est : $\frac{\omega^2}{\rho}$;

C'est une force dynamique équilibrée par l'adhérence transversale.

5° Le vent transversal qui détermine une force parallèle à la force centrifuge, mais appliquée au centre de gravité du « maître couple transversal » S_T et dont la valeur absolue est égale à $kS_T\ W_T^2$ (k constante. Voir fascicule 14 : « Résistance de l'air »). Cette force extérieure est équilibrée par l'adhérence transversale. De plus, si son point d'application n'est pas sur la parallèle à l'axe des y mené par G, cette force crée un couple qui tend à faire pivoter le véhicule (points d'application décalés dans le sens longitudinal) et à le faire basculer (décalage dans le sens vertical).

La force centrifuge et le vent transversal ont sur la répartition des poids, sur les chenilles un effet analogue à celui du devers.

6° Le vent longitudinal qui crée une force extérieure parallèle à l'axe des x et appliquée au centre de gravité du maître couple longitudinal S_L et dont la valeur absolue est : $k'\ S_L\ W_L^2$ (k' constante).

Si son point d'application n'est pas sur la droite parallèle à l'axe des x passant par G cette force crée un couple qui, dans le cas général a deux composantes, l'une qui tend à faire basculer le véhicule (centre de gravité du véhicule et centre de gravité du maître couple à des hauteurs différentes), l'autre qui tend à faire pivoter (centre de gravité du véhicule et celui du maître couple dans des plans longitudinaux différents).

L'influence du vent longitudinal sur la répartition des poids sur les chenilles est analogue à celui de la pente.

7° La résistance de l'air à l'avancement R_v force analogue à celle créée par le vent longitudinal, mais appliquée au méta-centre du véhicule : force résistante dynamique et couple dynamique si le méta-centre et le centre de gravité ne sont pas confondus (cas analogue à celui du vent longitudinal) W_L est remplacé par V.

8° La résistance de l'air au pivotement $R\omega$ se compose de deux forces parallèles dirigées dans le sens opposé du mouvement de rotation et appliquées, l'une au méta-centre de la partie du véhicule située en avant du plan transversal perpendiculaire au plan des $x\,y$ et passant par G, l'autre au méta-centre de la partie arrière. Ces deux forces ont un effet analogue à celui du vent transversal. L'action du moment tendant à faire pivoter le véhicule s'ajoute à celle de la résistance au pivotement.

La résistance de l'air à l'avancement et la résultante de la résistance de l'air au pivotement modifient la répartition des poids sur les chenilles respectivement comme le vent longitudinal et le vent transversal; le moment résultant de la résistance de l'air au pivotement est sans influence sur la répartition des poids.

9° Les efforts moteurs sur les chenilles F_e et F_i efforts dirigés parallèlement au sol. Les efforts F_e et F_i arrivent sous forme de couple transmis par les demi-arbres des barbotins, ils sont accompagnés le plus souvent d'une vitesse, ils engendrent alors un travail. F_e et F_i se calculent en partant du couple moteur compte tenu de la géométrie de la transmission et des forces éventuelles de freinage.

Les deux efforts admettent une résultante $F = F_e + F_i$ et un moment résultant $d\ (F_e - F_i)$. Si la résultante F est égale à la somme ΣF_r, des efforts résistants, le véhicule progresse à une vitesse constante qui est fonction de la puissance motrice affectée au mouvement de G. Si F est différent de ΣF_2, elle entraîne pour le véhicule une accélération :

$$\gamma_v = \frac{F - \Sigma F_r}{M}.$$

Cette accélération est positive si $F > \Sigma F_r$, négative dans le cas contraire, le véhicule pouvant alors s'acheminer vers l'arrêt.

Si le moment résultant Γ est égal au total des couples résultant $\Sigma\Gamma_r$ le véhicule pivote à une vitesse constante fonction de la puissance motrice affectée au pivotement. Dans le cas contraire elle lui communique une accélération positive ou négative :

$$\gamma\omega = \frac{\Gamma - \Sigma\Gamma_r}{I} \text{ (I moment d'inertie).}$$

Les efforts moteurs équilibrent les efforts résistants et les efforts d'inertie $\gamma_v M$ en prenant appui sur le sol, donc en ayant recours à l'adhérence longitudinale. De même, le couple moteur équilibre les

couples résistants et le couple d'inertie $\gamma\omega I$ grâce à l'adhérence transversale et à l'adhérence longitudinale. Donc le mouvement n'est possible que si l'adhérence longitudinale est au moins égale aux efforts qu'elle doit supporter, de même la progression ne peut se faire sans dérapage que si l'adhérence transversale est également au moins égale aux efforts qui lui sont imposés. En particulier, si la résistance à l'avancement est très forte, dans une rampe par exemple, il peut arriver que Γ ne puisse pas égaler Γ_v, le véhicule ne peut pas virer, ou encore que Γ_v soit tellement faible que le véhicule soit instable par manque d'adhérence transversale, toute l'adhérence étant utilisée pour la propulsion en ligne droite.

L'effet des efforts $\gamma_v M$ sur la répartition des poids est analogue à celui de la pente, par contre l'effort $\gamma\omega$ n'a aucune influence sur la répartition des poids.

10° Les forces de freinage qui contrairement à leur apparence ne sont pas des forces internes (le point d'appui est toujours le sol) ont pour résultat final d'augmenter le coefficient a dont elles peuvent porter la valeur jurqu'à celle de l'adhérence (1). Si les forces de freinage ralentissent un organe elles consomment de la puissance (force de freinage multipliée par la vitesse de l'organe ralenti), si elles arrêtent un organe elles annihilent le couple moteur de cet organe, mais ne consomment pas de puissance. Le freinage crée des accélérations γ'_v et $\gamma'\omega$ dont les conséquences sur la répartition des poids sont analogues à celles de γ_v et $\gamma\omega$.

11° Les forces de liaison de la masse du véhicule. — Ces forces n'interviennent pas, elles se détruisent deux à deux, l'action étant égale à la réaction; mais il faut les déterminer en introduisant le cas échéant les relations d'élasticité quand on veut étudier le travail effectué par un organe particulier que l'on isole à cet effet de l'ensemble.

12° Les forces de suspension qui sont des forces de liaison et qui par conséquent n'interviennent pas directement, mais qui par suite des mouvements relatifs entre la partie suspendue et la partie non suspendue, permettent un déplacement du centre de gravité. Par ailleurs la suspension change la valeur instantanée des efforts en créant pour toute variation dans l'intensité ou dans la direction d'une force un mouvement oscillatoire qui certes ne modifie pas l'équilibre final mais les conditions dans lesquelles on s'achemine vers cet équilibre.

En résumé on voit qu'avec de la patience et si on n'a pas peur de procéder à des calculs longs mais au fond sans difficultés de principe sérieuses il est possible d'étudier mathématiquement le mouvement

(1) Voir fascicule 11 : « Le freinage ».

d'un véhicule chenillé évoluant sur une surface quelconque définie par une équation, en suivant un itinéraire déterminé.

Laissant le problème général aux constructeurs qui ont à calculer les efforts maximum que les organes doivent supporter dans les situations diverses nous nous bornerons à étudier le problème après avoir effectué des hypothèses simplificatrices. L'étude des forces que nous venons de faire permet de voir le sens dans lequel les différents facteurs négligés modifient les conclusions que nous obtiendrons.

Nous admettrons donc que :

Le véhicule exerce une pression constante sur le sol, se déplace un jour sans vent ($W_T - W_L = 0$), sur un plan horizontal ($i = 0$, $\alpha = 0$), a une vitesse constante ($V = C^{te}$, $\omega = C^{te}$, $\gamma_v = 0$, $\gamma\omega = 0$) suffisamment faible pour que la résistance de l'air soit nulle ($R_v = 0$, $R\omega = 0$) sur un cercle ($\rho = C^{te}$) et dans des conditions telles que la force centrifuge soit négligeable. Sauf mention spéciale nous admettrons qu'il n'y a pas de freinage.

Toutefois pour l'étude de la marche en ligne droite nous donnerons à i une valeur non nulle.

2° Marche en ligne droite.

Avec les hypothèses faites le poids T est réparti également sur les deux chenilles $T_e = T_i = \frac{T}{2}$.

Les relations qui définissent l'état d'équilibre sont :

$$F = F_e + F_i = \frac{T}{2}\left\{(a_i + a_e)\cos i + 2.000 \sin i\right\}$$
$$= T\,(a \cos i + 1.000 \sin i)$$

$$\Gamma = d\left\{F_e - F_i + \frac{T}{2}(a_i - a_e)\cos i\right\} < \Gamma_{v_i} + \Gamma_{v_e} = \Gamma_v.$$

Lorsque $F_e = F_i$ il y a marche en ligne droite si :

$$a_i - a_e < \frac{2\Gamma_v}{dT \cos i}.$$

La différence $a_i - a_e$ est en général indépendante de la volonté du conducteur, quand elle devient suffisante : il y a manque de tenue de route.

Lorsque $a_i = a_e$ le véhicule poursuit une route rectiligne si :

$$F_e - F_i < \frac{\Gamma_v}{d}.$$

La différence $F_e - F_i$ est sous la dépendance du chauffeur qui s'en sert pour diriger son véhicule.

La puissance aux chenilles pour assurer le mouvement est :

$$P_u = FV = \frac{T}{2}\left\{(a_i + a_e)\cos i + 2.000 \sin i\right\} V$$
$$= T\,(a \cos i + 1.000 \sin i)\, V \text{ kgm.-s.}$$

Les chenilles consomment respectivement :

$$\frac{T}{2} V\,(a_i \cos i + 1.000 \sin i) \text{ et } \frac{T}{2} V\,(a_e \cos i + 1.000 \sin i) \text{ kgm.-s.}$$

Si P_f est la puissance de freinage éventuellement consommée et r le rendement de la transmission, la puissance que le moteur doit fournir est :

$$P = \frac{P_u + P_f}{r}.$$

Application. — Prenons un exemple pour chiffrer l'ordre de grandeur du couple $\frac{\Gamma_v}{d}$ qui définit la stabilité d'un véhicule chenillé.

Soit un char pesant 55 tonnes, dont la voie est $2d = 2{,}2$ m. et dont la longueur portante de la chenille est $2L = 4$ mètres, nous admettrons $Rv = 100$ pour le terrain considéré.

$$K = \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + d^2} = \sqrt{1 + 1{,}21} = \sqrt{\frac{2{,}21}{4}} \simeq 1{,}5 \; m$$

$$\Gamma_v = 1{,}5 \times 55 \times 100 = 8.250 \text{ mkg.},$$

donc le véhicule sera stable si :

$$\text{quand} \qquad F_e = F_i,\; a_i - a_e < \frac{8.250}{1{,}1}\,\frac{2}{55} \cos i \simeq \frac{270}{\cos i}$$

comme i est compris entre 0° et 45°, $a_i - a_e$ doit être inférieur suivant la pente à une valeur comprise entre 270 et 380 kg. à la tonne.

Ou encore quand :

$$a_i - a_e,\; F_e - F_i < \frac{8.250}{1{,}1} = 7.500 \text{ kg. soit } \frac{F_e - F_i}{T} < 136 \text{ kg. à la tonne.}$$

Ceci prouve que la tenue de route d'un véhicule chenillé est généralement bonne.

Remarque I. — Evaluons l'effort F nécessaire dans les deux cas suivants :
Marche sur un bon terrain horizontal $i = 0$ $a = 50$;

Marche sur une rampe de 30° sur sol lourd, $i = 30$, $a = 100$.

Les valeurs de F sont respectivement égales à : 50 T pour le premier cas et à 586 T pour le second, le rapport de ces deux valeurs est $\frac{586}{50} = 11{,}72$.

Par suite l'étendue de la gamme des combinaisons de la boîte de vitesses sera plus étendue que pour un camion routier pour lequel le rapport de la vitesse en prise directe à la première est voisin de 6.

Remarque II. — En marche en ligne droite, la vitesse du véhicule (vitesse de tout organe n'ayant pas un déplacement relatif par rapport au centre de gravité) est égale à :

$$V = \frac{2\pi N}{60} \frac{b}{d_f d_n} \text{ m.-sec.}$$

expression dans laquelle : N est le nombre de tours du moteur par minute, d_f la démultiplication fixe entre l'arbre secondaire et le barbotin;

d_n la démultiplication de la boîte pour la n^e vitesse utilisée;

b le rayon primitif du barbotin (exprimé en mètres).

La vitesse exprimée en km.-h., s'écrit :

$$V_k = \frac{2\pi N}{60} \frac{b}{d_f d_n} \frac{3600}{1000} = \frac{1{,}2\pi N}{d_f d_n} b.$$

Quant à la vitesse absolue linéaire des patins de la chenille elle est la somme de la vitesse d'entraînement V dirigée dans le sens de la marche et de la vitesse relative, elle aussi égale à V mais dont la direction varie d'un patin à l'autre entre le sens de la marche et le sens opposé, donc la vitesse horizontale des patins est au même instant comprise entre 0 (patins au sol) et 2V.

3° Marche sur un cercle.

a) *Etude des forces.*

Nous supposerons pour simplifier que le sol est un plan horizontal (s'il ne l'est pas les angles i et α varient constamment quand le véhicule décrit un cercle plan).

Les équations d'équilibre sont :

$$F = F_e + F_i = \frac{T}{2}(a_i + a_e) = T_u$$

$$\Gamma = d \left\{ F_e - F_i + \frac{T}{2}(a_i - a_e) \right\} = \Gamma_v.$$

Le chauffeur peut créer le couple Γ par un des procédés suivants :

1° Supprimer la force F_i et la reporter sur la chenille recevant F_e (débrayage de la chenille intérieure) dans la limite des possibilités, c'est-à-dire le nouvel effort sur la chenille extérieure inférieur à son adhérence :

$$2\ F_e \leqslant A_{Le} \frac{T}{2}.$$

Dans cette hypothèse :

si : $a_i = a_e$, $F_e = F_i$ et $\Gamma = d\,2\,F_e = \Gamma_v$ ou $F_e = \dfrac{\Gamma_v}{2\,d}$.

La progression est assurée si : $\dfrac{\Gamma_v}{2d} = \dfrac{KTR_v}{2\,d} > \dfrac{T_a}{2}$ ou $KR_v \geqslant ad$.

Inégalité qui est vérifiée en général puisque $K > d$ et que $R_v > a$.

Par suite si le véhicule pivote il progresse, donc il vire, nous avons vu plus haut que la réciproque n'est pas toujours vraie, le véhicule peut progresser sans pouvoir pivoter.

2° Débrayer la chenille intérieure et la freiner. Freiner une chenille revient à augmenter son coefficient a_i qui peut être porté à A_i (1) (blocage). Dans cette dernière hypothèse (blocage) on a :

$$\Gamma = d \left\{ 2\,F_e + \frac{T}{2}\,(A_i - a_e) \right\} = \Gamma_r.$$

Par rapport à la première solution, le couple opposé à la résistance au pivotement est augmenté de : $\dfrac{T}{2}\,(A_i - a_e)$; le pivotement est donc facilité mais nous avons vu que la progression n'est possible que sous l'influence de la force vive. (L'adhérence de la chenille motrice : $\dfrac{T}{2}\,A_e$ limite l'effort qu'elle peut fournir et cette valeur est inférieure à $\dfrac{T}{2}\,(A_i + a_e)$ dans le cas envisagé où $T_i = T_e$ et $A_i = A_e$).

3° Réduire l'effort transmis à une chenille soit par freinage direct soit par une combinaison mécanique qui réduit l'effort sans consommer de puissance (différentiel asservi).

4° Si les deux chenilles sont commandées chacune par un moteur différent, agir sur un ou sur les deux moteurs (l'effort F_e est limité par l'adhérence de la chenille correspondante).

5e Faire agir sur les chenilles un couple supplémentaire (l'effort sur la chenille extérieure étant toujours limité par son adhérence) dont la puissance nécessaire à sa mise en œuvre est fournie soit par un moteur séparé (solution inusitée) soit par le moteur assurant la progression.

b) *Etude des vitesses.*

Le déplacement d'un véhicule allant de la position 1 à la position 2 est assimilable à une translation amenant le centre de gravité de la

(1) Par simplification d'écriture nous écrirons A_{Li}, A^i et A_{Le}, A_e.

position 1 à la position 2, et un pivotement amenant le véhicule à prendre la direction qu'il a dans la position 2; en rapprochant la position 1 de la position 2 et en divisant les déplacements linéaire et angulaire par le temps utilisé pour effectuer le déplacement total on voit que la vitesse d'un véhicule en virage est définie par la vitesse V m.-s. de son centre de gravité et la vitesse de rotation autour de son axe de pivotement ω radians par seconde.

Lorsque le véhicule décrit un cercle il a fait un tour complet sur soi-même quand il a décrit le cercle, donc la vitesse de rotation autour du cercle instantané de rotation (confondu avec le centre du cercle) est égale à la vitesse ω de pivotement.

Désignons par V_e et V_i les vitesses en m.-s. de deux points solidaires du véhicule, l'un à droite, l'autre à gauche et qui sont pris sur l'intersection du plan de symétrie de la chenille correspondante et du plan transversal du véhicule passant par G (V_e et V_i sont les vitesses appelées souvent par erreur vitesses de la chenille extérieure et de la chenille intérieure). Ces points sont à la distance d de l'axe de pivotement,

donc $\qquad V_e = V + \omega d \qquad V_i = V - \omega d.$

Les cercles décrits par le centre de gravité et les deux points considérés ont respectivement comme rayon ρ, $\rho + d$, $\rho - d$ donc :

$$\frac{V + \omega d}{\rho + d} = \frac{V - \omega d}{\rho - d} = \frac{V}{\rho} = \omega$$

ou ce qui revient au même :

$$\frac{V_e}{\rho + d} = \frac{V_i}{\rho - d} = \frac{V_e + V_i}{2\rho} = \frac{V_e - V_i}{2d}$$

d'où comme :

$$\frac{V_e + V_i}{2} = V \left(\text{et par suite } \frac{V_e + V_i}{2\rho} = \frac{V}{\rho} \right) \text{ on a :}$$

$$\omega = \frac{V_e - V_i}{2\,d}.$$

Cas particulier si $V_e = - V_i$, $V = O$ et $\dfrac{\omega\, d}{\rho + d} = \omega$ d'où $d = \rho + d$ et : $\rho = O$.

Le véhicule ne vire plus, il pivote.

Remarque I. — L'équation $\dfrac{V_e - V_i}{2d} = \dfrac{V}{\rho}$ montre que si ρ est fixe $\dfrac{V_e - V_i}{V}$ l'est également et réciproquement. Si on impose une valeur à l'expression : $\dfrac{V_e - V_i}{V}$, le rayon de virage est déterminé il y a donc autant de rayons possibles qu'il y a de combinaisons $\dfrac{V_e - V_i}{V}$ réalisables. En se rappelant que : $\dfrac{V}{\rho} = \omega$ on peut dire

aussi qu'il y a autant de rayons de virage possible que l'on peut réaliser de rapports différents entre la vitesse de translation et celle de pivotement.

Remarque II. — La vitesse d'un point quelconque d'une chenille est égale à la somme géométrique :

de la vitesse $\vec{V}$ du centre de gravité du véhicule (1er mouvement d'entraînement);

de la vitesse $\overrightarrow{OA\omega}$ dirigée perpendiculairement à OA (2e mouvement d'entraînement);

de la vitesse relative de la chenille par rapport au véhicule; cette vitesse est égale en valeur absolue à V et sa direction varie avec le point considéré entre le sens de la marche et le sens opposé.

Finalement la vitesse d'un point A est égale à la somme géométrique de $\overrightarrow{OA\omega}$ et d'un vecteur de direction variable et dont la grandeur est comprise entre 0 et 2V.

c) *Etude des puissances.*

Soient P_u la puissance utile au sol;

P_t la puissance nécessaire pour la translation;

P_r la puissance nécessaire pour la rotation autour de l'axe vertical passant par G.

P_f la puissance éventuellement consommée en freinage;

P la puissance du moteur;

r le rendement de la transmission.

Nous avons vu que tout mouvement peut se décomposer en une translation et un pivotement. Par ailleurs un déplacement quelconque est la somme de déplacements élémentaires composés chacun d'une translation et d'un pivotement élémentaires. Le travail dépensé pour un déplacement est la somme des travaux élémentaires de translation et de pivotement. Comme l'intégrale de la somme des deux travaux élémentaires (translation et pivotement) est égale à la somme des deux intégrales relatives chacune à l'une des deux sortes de travaux élémentaires (translation et pivotement) le travail total dépensé est égal à la somme des travaux dépensés d'une part par la translation et d'autre part par le pivotement et par suite :

$$P_v = P_t + P_r$$

Or

$$P_b = F \cdot V.$$

$$P_r = \Gamma\omega \begin{cases} \text{si } V \neq 0,\ P_r = \Gamma_r \dfrac{V}{\rho} \\ \text{si } V = 0,\ P_r = \Gamma_p\omega - \Gamma_p \dfrac{V_e}{d} \end{cases}$$

$$P_u = P_t + P_r \begin{cases} \text{si } V \neq 0,\ P_u = V\left(F + \dfrac{\Gamma_r}{\rho}\right) \text{ kgm.-s.} \\ \text{si } V = 0,\ P_u = \Gamma_p\omega = \Gamma_p \dfrac{V_e}{d} \text{ kgm.-s.} \end{cases}$$

Donc la puissance que le moteur va fournir est :

$$P = \frac{V\left(F + \frac{\Gamma_v}{\rho}\right) + P_f}{r} \text{ kgm.-s. si } V \neq 0$$

$$P = \frac{\Gamma_v \frac{V_e}{d} + P_f}{r} \text{ kgm.-s. si } V = 0.$$

S'il n'y a pas de puissance consommée par des freins ($P_f = 0$).

$$P = \frac{V}{r}\left(F + \frac{\Gamma_v}{\rho}\right) \text{kgm.-s. si } V \neq 0$$

$$P = \frac{\Gamma_v V_e}{rd} \text{ kgm.-s. si } V = 0.$$

Conséquence. — Pour virer sans ralentir il faut fournir aux chenilles une puissance supplémentaire.

Répartition de P_u entre les deux chenilles. — Cette répartition se détermine soit en partant de la puissance fournie par le moteur, il faut alors isoler la chenille et introduire les forces de liaison, soit séparer les travaux effectués par les deux chenilles et calculer les vitesses. Le calcul par la deuxième méthode est plus facile (il y a avantage à remplacer V par son égal $\rho\omega$). Mais il demeure long et est sans intérêt.

On peut se rendre compte de cette répartition par les considérations suivantes qui, si elles ne sont pas toutes rigoureusement exactes ont au moins l'avantage de donner une solution simple du problème tout en conduisant à des résultats sensiblement exacts.

Il est bien évident que l'on cherche à évaluer la puissance consommée par les chenilles, que cette énergie leur arrive sous forme de couple et de vitesse du barbotin ou sous forme de poussée due aux forces de liaison.

1° On a évidemment $P_u = P_e + P_i$;

2° Avec les hypothèses faites, les chenilles travaillent autant l'une que l'autre au cours du pivotement $P_{re} = P_{ri}$;

3° La puissance utilisée par la transaction est proportionnelle aux vitesses V_e et V_i, donc si :

$$V \neq 0 \quad \begin{cases} P_{ue} = \dfrac{V\Gamma_v}{2\rho} + \dfrac{F}{2} V_e \\ P_{ui} = \dfrac{V\Gamma_v}{2\rho} + \dfrac{F}{2} V_i \end{cases}$$

V_i est positif même si on freine ($\rho > d$), il ne peut être négatif que

si on applique à la chenille intérieure une puissance s'opposant au mouvement ($O > \rho > d$)

si : $$V = O, \rho = d$$

on a évidemment $$P_e = P_i = \frac{P}{2} = \frac{\Gamma_d V_e}{2d} = \frac{\Gamma_p V_i}{2d}.$$

Remarque. — La puissance d'un moteur d'automobile s'exprime généralement en chevaux et la vitesse en km.-h. Donc la puissance minimum (sans aucun freinage $P_f = O$) nécessaire, P_{ch} chevaux, pour que le véhicule se déplace à V_k km.-h. sur un cercle de rayon ρ est

$$P_{ch} = \frac{1000\ V_k \left(F + \frac{\Gamma_r}{\rho}\right)}{3600\ .\ 75\ r} = \frac{V_k \left(F + \frac{\Gamma_r}{\rho}\right)}{270\ r} \text{ ch.}$$

Exemple. — Reprenons le char dont il a déjà été question dans un exemple précédent et cherchons à chiffrer la valeur de la puissance nécessaire pour effectuer un virage.

Si nous voulons qu'il puisse se déplacer à 30 km.-h. sur un cercle de rayon égal à 30 m. en terrain horizontal pour lequel $a = 50$ et $R_v = 100$, on aura $V_k = 30$; $F = 50 \times 55$ kg.; $\rho = 30$ *m*; $\Gamma_r = 8.250$ *m.* kg.; $r = 0{,}75$.

$$P = \frac{30\left(50 \times 55 + \frac{8250}{30}\right)}{270 \times 0{,}75} = \frac{1}{6{,}75}\ (2750 + 275) \simeq 448 \text{ ch.}$$

Se décomposant en $P_t = \frac{1}{6{,}75}\ 2750 \simeq 407$ ch. et $P_r = \frac{1}{6{,}75}\ 275 \simeq 41$ ch. Pour avoir les mêmes caractéristiques sur un terrain tel que $a = 80$ et $R_v = 300$ il faudrait $P_t \simeq 407 \times \frac{80}{50} = 651$ ch. et $P_r \simeq 41 \times 3 = 123$ ch. donc $P \simeq 774$ ch.

4° Influence des forces négligées.

L'ensemble de ces forces admet d'une part une résultante générale donnant une composante longitudinale et une composante transversale et d'autre part un moment résultant par rapport à l'axe perpendiculaire au plan tangent au point où se trouve le véhicule et passant par le centre de gravité (autrement dit l'axe Oz du trièdre de référence $Ox\ Yz$ considéré plus haut).

Le tableau suivant indique les perturbations créées d'une part par ces forces considérées comme agissant isolément et d'autre part, amenées par les autres altérations (répartition des poids, déplacement de G) nous supposerons :

$$A_i = A_e,\ a_i = a_e,\ \text{et T constant.}$$

ALTÉRATION.	CAUSES.	PERTURBATION.
Poids inégaux sur les chenilles.	Pente et devers. Force centrifuge. Vent transversal et longitudinal. Résistance de l'air à l'avancement et au pivotement. Accélération longitudinale.	Modification de Γ_v et Γ_i.
Déplacement de G..	Géométrie du véhicule. Répartition de la charge transportée. Mouvement de la partie suspendue par rapport à la partie non suspendue sous l'effet des forces et des couples agissant sur la répartition des poids.	Déplacement de l'axe de pivotement et modification de Γ_v et Γ_p.
Modification de la réaction normale du sol.	Pente et devers.	Diminution de l'adhérence (le poids utile est plus faible le coefficient A reste constant.
Composante longitudinale.	Pente. Vent transversal. Résistance de l'air à l'avancement. Accélération du mouvement de translation. Force de freinage.	Modifie la valeur de l'effort F.
Composante transsale.	Devers. Force centrifuge. Vent transversal. Résistance de l'air au pivotement.	Diminue l'adhérence utile donc favorise le dérapage et réduit l'effort maximum utilisable pour le mouvement.
Moment résultant par rapport à l'axe de pivotement.	Pente et devers (poids utile diminué). Vent transversal (cas général). Vent longitudinal. Résistance de l'air à l'avancement et au pivotement. Accélération du mouvement du pivotement. Force de freinage.	Modifie Γ_v et Γ_p.

Nous nous dispenserons de faire des calculs qui fixent l'ordre de grandeur de la perturbation en fonction de l'altération, ils n'ajouteraient rien pour la compréhension du phénomène et constituent un simple exercice de calcul algébrique.

5° Mouvement transitoire.

Jusqu'à maintenant nous n'avons considéré que des mouvements effectués à vitesse constante et nous avons indiqué les perturbations

de l'équilibre apportées par des altérations diverses. Il reste à étudier les mouvements à vitesse variable.

Nous avons vu que :

$$P_u = V\left(F + \frac{\Gamma_r}{\rho}\right) \text{ si } V \neq 0 \quad \text{et} \quad P_u = \Gamma_p \frac{V_e}{d} \text{ si } V = 0$$

considérons seulement le cas où V = O le plus intéressant dans la pratique.

Nous voyons que lorsqu'on amorce un virage à la vitesse V_0 si on n'applique pas aux chenilles un supplément de puissance égal à $V_0 \frac{\Gamma_r}{\rho}$ le véhicule ralentira, la vitesse V' qu'il prendra si la puissance utile disponible est devenue P'*u* est donnée par l'équation :

$$P'_u = V'\left(F + \frac{\Gamma_r}{\rho}\right).$$

Le véhicule passera de la vitesse V_0 à la vitesse V' d'autant moins brutalement que pour une même valeur de $V_0 - V'$ la différence des forces vives pour les deux positions d'équilibre est plus forte. En première approximation (en négligeant la force vive due au mouvement relatif des chenilles et des organes qui leur sont liés, par rapport au corps du véhicule) la force vive pendant la marche en ligne droite à la vitesse V_0 ab $\frac{1}{2}\frac{T}{g} V_0^2$ et celle pendant le virage à la vitesse V' et $\frac{1}{2}\frac{T}{g}\left(1 + \frac{H^2}{\rho_2}\right) V'^2$ (H rayon de giration du véhicule par rapport à l'axe vertical passant par G).

Cas particulier. — Le véhicule aborde le virage de rayon ρ sans que la puissance aux chenilles soit changée.

On a les relations :

$$\begin{cases} P_u = V_0 F. \\ P_u = V'\left(F + \frac{\Gamma_r}{\rho}\right) \quad \text{d'où} \quad V' = V_0 \dfrac{F}{F + \frac{\Gamma_r}{\rho}} \end{cases}$$

Remarque. — Le calcul s'applique à une variation de vitesse quelconque en particulier au cas où le véhicule virant à une vitesse V' reprend la ligne droite en utilisant la même puissance aux chenilles, il marchera à la vitesse V_0 (les rôles de V_0 et de V' sont permutés).

Exemple. — Nous avons vu précédemment qu'un certain char de 55 tonnes a besoin de 448 chevaux pour se propulser à 30 km.-h. sur un cercle de 30 mètres de rayon établi sur un sol pour lequel

$a = 50$ et $R_r = 100$. Quand il reprendra la ligne droite, la puissance étant toujours de 448 chevaux il tendra vers une vitesse de

$$V_0 = V' \frac{F + \frac{\Gamma_r}{\rho}}{F} = V' \frac{2750 + 275}{2750} = \frac{11}{10} V'$$

donc $$V_0 = 33 \text{ km.-h.}$$

PROPULSION D'UN VÉHICULE CHENILLÉ TRAINANT UNE REMORQUE.

a) *En ligne droite.*

La seule perturbation apportée par la remorque est une augmentation ΔF de l'effort F de la quantité suffisante pour vaincre la résistance à l'avancement de la remorque.

$$\Delta F = T_r \ (a_r \cos i + 1000 \sin i).$$

(T_r poids en tonnes de la remorque, a_r coefficient de roulement de la remorque).

b) *En virage.*

La résistance au virage est augmentée du moment par rapport à l'axe de pivotement de la force ΔF. Ce moment est d'autant plus important que le crochet du véhicule tracteur est éloigné de l'axe de pivotement. Cette distance est toujours plus importante que sur les véhicules à roues pour lesquels l'axe de pivotement passe par le centre du pont arrière lorsque les roues avant seules sont directrices.

EXEMPLE. — Etudions le cas d'un véhicule chenillé remorquant un autre véhicule chenillé auquel est il attelé par une barre B (fig. 187) fixée en A et en A_r, A et A_r étant supposés être à la distance L du centre du véhicule.

Nous conserverons les notations habituelles, en affectant de l'indice *r* les valeurs relatives à la remorque.

Soient Φ la tension de la barre B;

α l'angle de B avec l'axe du tracteur;

β l'angle de B avec l'axe de la remorque.

Admettons que le tracteur décrive un cercle de rayon ρ et de centre I, à vitesse constante, il est bien évident que la remorque finira par décrire un cercle concentrique au premier de rayon ρ' à une vitesse constante mais rien ne dit que le plan transversal de symétrie des zones d'impact des chenilles passe par I.

L'impulsion transmise par le tracteur à la barre B est une force

perpendiculaire à IA — B s'alignera sur cette force donc $\alpha = \widehat{AIO}$.

Les équations d'équilibre sont :

$$\begin{cases} F_e + F_i = aT + \Phi \cos \alpha & (1) \\ d\,(F_e - F_i) = KTR_v + \Phi\ L \sin \alpha & (2) \\ \Phi \cos \beta = a_r T_r & (3) \\ \Phi \cdot L_r \sin \beta = K_r T_r R_{vr} & (4) \end{cases}$$

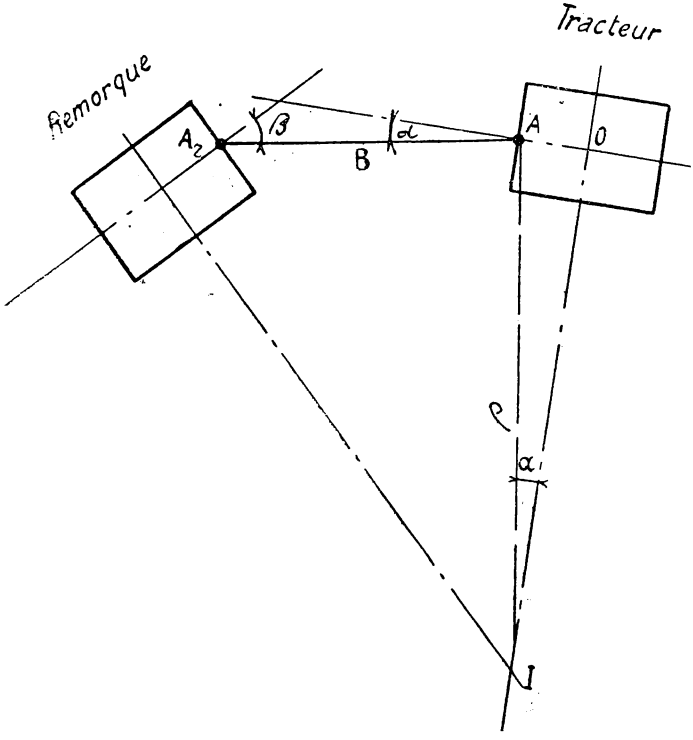


FIG. 187.

Les équations 3 et 4 donnent :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{K_r R_{v_r}}{L_r a_r} \quad \text{et} \quad \Phi = T_r \sqrt{a_r^2 + \frac{K_r^2 R_{v_r}^2}{L_r^2}}$$

(la détermination de β permet celle de ρ'), 1 et 2 donnent :

$$2\ F_e = aT + \Phi \cos \alpha + \frac{K}{d} TR_v + \Phi \frac{L}{d} \sin \alpha.$$

Mais Fe doit être au plus égal à l'adhérence de la chenille $A \frac{T}{2}$ (nous admettrons que $A_L = A_T = A$).

Par ailleurs :

$$\sin \alpha = \frac{L}{\sqrt{L^2 + \rho^2}} \quad \text{et} \quad \cos \alpha = \frac{\rho}{\sqrt{L^2 + \rho^2}}$$

Finalement on obtient :

$$AT = aT + \frac{K}{d} TR_v + \Phi \frac{\rho d + L^2}{d\sqrt{L^2 + \rho^2}} \tag{5}$$

d'où la relation qui lie T, T_r et ρ

$$T_r = T\left(A - a - \frac{K}{d} R_v\right) \frac{d\sqrt{L^2 + \rho^2}}{\rho d + L^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{a_r^2 + \frac{K_r^2 R_{v_r}^2}{L_2}}} \tag{6}$$

Application. — Nous supposerons :

$A = 400$ kg./$_t$; $a = a_r = 40$ kg./$_t$; $R_v = R_{v_r} = 100$ kg./$_t$
$K = 1^m,5$; $d = 1^m,1$; $L = 2^m$; $\rho = 30^m$

$$T_r \simeq T\ 224 \frac{33}{37} \frac{1}{85} \simeq 2,3\ T$$

si on fait le calcul pour $\rho = 10$ on trouve $T_r = 1,8$ t.

Dans l'hypothèse d'un véhicule chenillé en remorquant un autre de même dimension sur un sol dur horizontal le poids du remorqué est au maximum compris entre 1,8 et 2,3 fois celui du remorqueur, selon que le plus petit rayon de virage doit être compris entre 10 et 30 m.

S'il s'agit de suivre une route comportant des rampes au plus égales à $\frac{15}{100}$ (limite supérieure des routes françaises) le coefficient a doit être remplacé par : $a \cos i + 1000 \sin i$, par suite le poids maximum de la remorque devient les $\frac{224-150}{224} \simeq \frac{1}{3}$ des valeurs trouvées précédemment soit 0,6 et 0,8 T.

Conséquence. — Le véhicule chenillé est un mauvais tracteur.

C) ORGANISATION DE LA TRANSMISSION D'UN VÉHICULE A CHENILLES INTÉGRALES.

Nous avons vu que la transmission doit permettre au chauffeur de créer un couple Γ nécessaire pour diriger le véhicule et nous avons montré que :

1° Si on freine un organe il faut l'immobiliser et non pas seulement le ralentir, à défaut de quoi on gaspille de l'énergie;

2° Le rayon de virage ρ est déterminé quand l'expression $\frac{V_r - V}{V}$ l'est. Donc, si le dispositif qui crée le couple Γ fixe la démultiplication entre la vitesse de rotation du moteur et celle des barbotins, le rayon ρ étant par cela même déterminé, le conducteur aura l'impression d'être maître de sa direction : il y a un rapport positif et prévisible entre l'action sur la commande de direction et l'angle dont vire le véhicule. Si au contraire le dispositif qui crée le couple est sans influence positive sur les vitesses des barbotins, le rayon ρ n'est pas déterminé *ne varietur*; le chauffeur ne peut prévoir avec exactitude la direction que prendra son véhicule pour une action précise sur ses commandes, il devra donc virer par tâtonnements.

On qualifie parfois de cinématique un dispositif de direction qui impose la vitesse relative des deux barbotins.

1° Direction par embrayages latéraux (fig. 188).

La transmission comporte :

— l'arbre moteur J;

— la boîte de vitesses K d'où sortent les deux extrémités de l'arbre secondaire;

— un embrayage par côté;

— un frein F sur le cône femelle E de chaque embrayage;

— un démultiplicateur à plusieurs étages de réduction par pignons droits R.

L'ensemble embrayage, frein, de chaque côté est commandé par un levier unique.

On remarque que la transmission ne comporte pas de différentiel.

Nous avons déjà étudié longuement le fonctionnement d'un tel dispositif, nous nous contenterons donc d'en énoncer les caractéristiques :

α) Toute la puissance et tout le couple du moteur sont utilisés en permanence;

β) Le rayon de virage est plus réduit quand après avoir débrayé une chenille on agit sur le frein F de l'embrayage débrayé;

γ) Le chauffeur vire par saccades successives commandées.

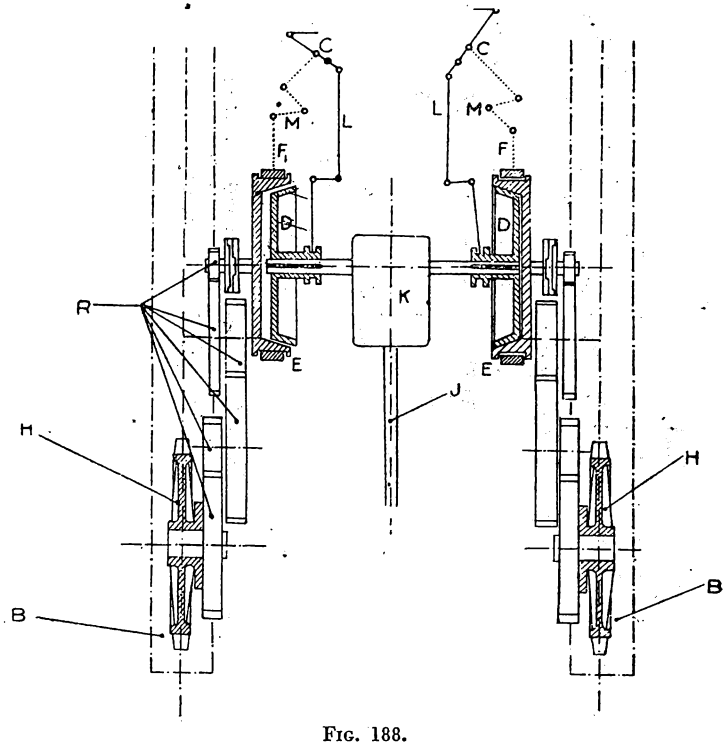


FIG. 188.
Direction par embrayages latéraux.

A, B. Chenilles.
C. Levier de commande du frein et de l'embrayage.
D. Cônes mâles d'embrayage.
E. Cônes femelles et poulies de frein.
F. Mâchoires de frein.
H. Barbotins.
J. Arbre moteur.
L. Commande d'embrayage.
M. Commande de frein.
K. Boîte de vitesses.
R. Démultiplicateur à 6 pignons (3 étages de réduction).

Ce dispositif de freinage extrêmement simple est encore utilisé (France : Char F. C. M.; Russie : Char T. 34).

2° Direction par différentiel asservi.

La vitesse de rotation de la grande couronne et celle des deux demi-arbres sont liées par la formule de Willis, donc les mécanismes de direction par différentiel asservi sont cinématiques.

Ces dispositifs peuvent se classer en deux grandes catégories :

— ceux dans lesquels le dispositif d'asservissement est passif (freinage direct Cleveland);

— ceux dans lesquels le dispositif d'asservissement est actif (différentiel de direction).

a) *Dispositif d'asservissement passif.*

Première réalisation : freinage direct.

La transmission est du type classique, les barbotins sont montés chacun sur un demi-arbre sortant du différentiel. Mais chaque demi-arbre est muni d'un frein commandé par un levier.

En agissant sur l'un ou sur l'autre de ces leviers on immobilise le demi-arbre correspondant et le véhicule vire, aussi longtemps que sa force vive lui permet d'avancer.

Le couple de freinage doit être au moins égal à la moitié du couple moteur.

Par comparaison avec le dispositif à embrayages latéraux on voit que les caractéristiques à la direction par freinage direct sont les suivantes :

α) Toute la puissance du moteur est utilisée en permanence, mais quand on vire seule la moitié du couple moteur (celle qui agit sur le barbotin extérieur) est utilisée (l'autre moitié est annihilée par le couple de freinage) on en déduit que la vitesse de rotation du demi-arbre extérieur est double de celle de l'arbre moteur;

β) Le rayon de virage est unique et égal à la demi-voie d (une courbe quelconque ne peut être suivie que si on peut la décomposer en éléments de droite et de cercle de rayon constant $= d$).

La force vive qui retarde l'arrêt de la chenille freinée et occasionnellement une action progressive sur le frein permettent d'adoucir la rigueur de cette loi. Il faut noter que sous peine de destruction rapide des freins le palliatif d'un freinage modéré ne doit être utilisé que tout à fait exceptionnellement.

Ce système est employé sur les véhicules demi-chenillés Citroën-Kegresse, sur les Cardens Llyod originaux de Vickers, et comme moyen de secours sur les chars B.

Deuxième réalisation Cleveland (du nom de la firme américaine qui l'a réalisée la première) (fig. 189).

Au différentiel ordinaire est adjoint un dispositif annexe constitué par deux pignons tels que R clavetés sur leur axe, donc tournant à la même vitesse angulaire ω_S que les satellites S, et engrenant tous deux respectivement avec deux pignons M et N. Les vitesses angulaires ω_M et ω_P de M et de P (planétaire du différentiel) ne sont pas indépendantes l'une de l'autre. En effet Ω étant la vitesse angulaire

de la grande couronne et MPS étant les rayons des pignons de même nom :

$$\omega_P = \Omega + \omega_S \frac{S}{P} \quad \text{et} \quad \omega_M = \Omega + \omega_S \frac{R}{M}$$

d'où

$$\frac{\omega_P - \omega_M}{\omega_S} = \frac{S}{P} - \frac{R}{M}$$

(Cas particulier si le dispositif annexe est homothétique du différentiel $\frac{S}{P} = \frac{R}{M}$ et $\omega_P = \omega_M$).

ou encore :

$$\frac{\omega_P - \Omega}{\omega_M - \Omega} = \frac{SM}{PR}.$$

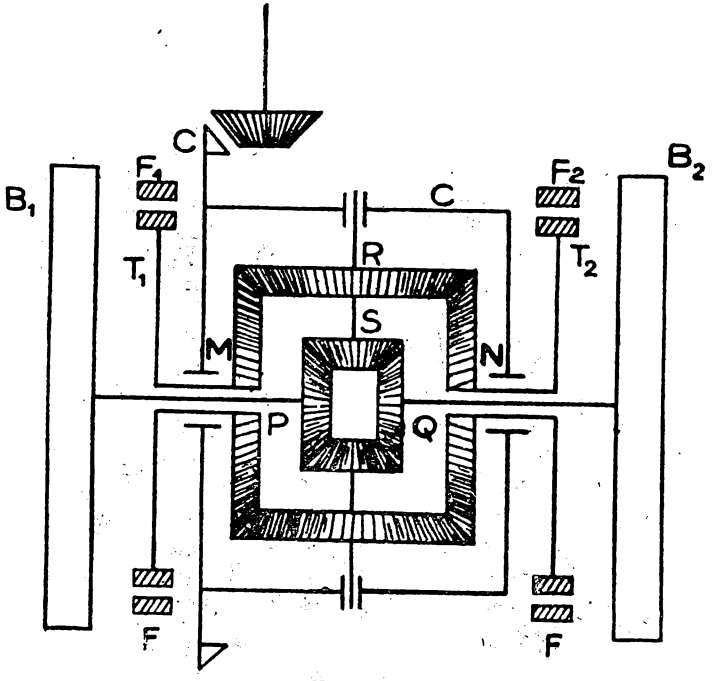


FIG. 189.
Direction par différentiel asservi, système Cleveland.

C. Grande couronne.
S. Satellites.
R. Pignons solidaires de S.
M, N. Pignons montés fous sur les demi-arbres.
P., Q. Planétaires commandant B_1, B_2.
T_1, T_2. Tambours de freins à ruban solidaires de M_1, N_2.
B_1, B_2. Barbotins.
F. Rubans de freins.

Autrement dit pour un Ω donné, imposer une valeur à ω_P ou à ω_M entraîne la détermination exacte de l'autre.

Il en est de même pour N et Q (deuxième planétaire du différentiel). Les pignons M et N sont solidaires des tambours T_1 et T_2 que l'on peut freiner individuellement.

En freinant T_1 par exemple on ralentit le pignon M donc P et par suite le barbotin B_1. Par le jeu du différentiel les vitesses de N, de Q et de B_2 augmentent de la quantité exacte dont les vitesses de M, de P et de B_1 ont respectivement diminué.

En somme la réalisation Cleveland est analogue à celle du freinage direct à cela près que le couple de freinage est réduit dans la proportion : $\frac{T\,R}{M\,S}$ (T rayon du tambour, R, M, S, rayons des pignons de même nom.)

La figure 190 représente une autre réalisation de Cleveland, dans laquelle les pignons coniques sont remplacés par des pignons droits.

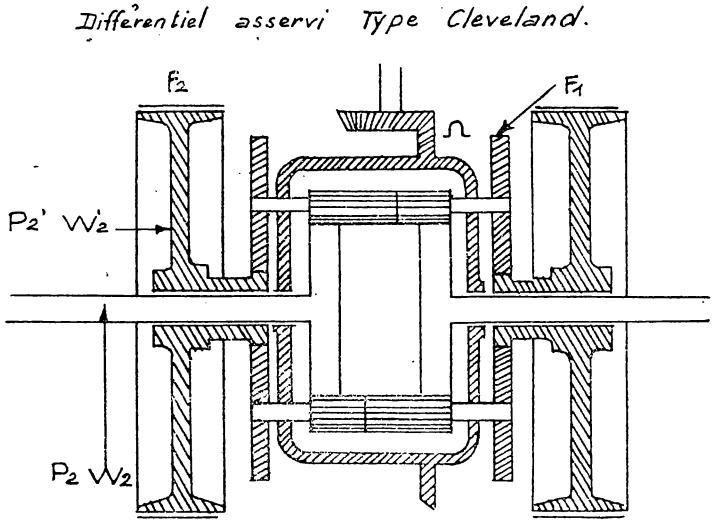


Fig. 190.

Normalement le virage s'obtient en immobilisant M ou N, M par exemple. Dans cette hypothèse : $\omega_M = 0$.

Donc : $\omega_P = \Omega\left(1 - \frac{S}{P}\,\frac{M}{R}\right)$ et par suite : $\omega_Q = \Omega\left(1 + \frac{S}{P}\,\frac{M}{R}\right)$.

Le rayon de virage est donné par l'équation :

$$\frac{\rho + d}{\rho - d} = \frac{\omega_Q}{\omega_P} = \frac{1 + \frac{S}{P}\frac{M}{R}}{1 - \frac{S}{P}\frac{M}{R}}$$

D'où :

$$\rho = d\,\frac{P}{S}\,\frac{R}{M}.$$

Les caractéristiques de ce dispositif de freinage se déduisent immédiatement de celles du dispositif à freinage direct.

α) Toute la puissance du moteur est utilisée en permanence, mais quand on vire les deux demi-arbres reçoivent chacun la moitié du couple moteur qui n'est pas annihilé par l'immobilisation de M, le demi-arbre correspondant à la chenille extérieure reçoit en plus un suplpément de couple répercuté par suite de la réaction de M sur R.

β) Le rayon de virage est unique et égal à un multiple constant de la voie. Le palliatif à cet inconvénient consistant à freiner un tambour sans l'immobiliser conduit à l'usure rapide des freins et ne peut pratiquement être utilisé que tout à fait exceptionnellement.

Le dispositif Cleveland a été utilisé d'abord sur les tracteurs de la firme Cleveland (tracteur Cletrac). On le trouve également sur tous les véhicules à chenilles intégrales construits par Renault depuis 1924 (Chenillettes 31 R; AMR 35 VM, AMR 35 ZT, chars D_1, D_2, 35 R, AMC 35 R, AGC 1), sur le char Hotchkiss 35 H, et sur tous les chars américains en service en France (série des M_3, M_4, M_5, M_5A_5).

Réalisé pratiquement pour $\frac{PR}{SM} = 2$, le dispositif Cleveland convient aux véhicules pour lesquels une gamme étendue des conditions de virage n'est pas indispensable. Il est brutal pour les véhicules très lourds (de poids supérieur à 40 t.) et très rapides (de vitesse supérieure à 40 km.-h.).

Nous avons dit que la solution qui consiste à modérer l'action du freinage est mauvaise aussi bien du point de vue résistance à l'usure qu'économie de puissance.

Le problème délicat du refroidissement des tambours de freins a été résolu par Renault d'une façon satisfaisante (freinage dans l'huile, la température de cette dernière étant abaissée par un échangeur de température avec l'eau de refroidissement du moteur).

b) *Dispositif d'asservissement actif.*

Dans ce dispositif on n'oriente pas la puissance motrice en freinant un organe, mais on soumet les deux demi-arbres à deux actions

motrices arrivant l'une et l'autre par un différentiel, aussi ces dispositifs sont-ils appelés direction par double différentiel ou encore par différentiel de direction (par opposition au différentiel principal).

Le schéma représenté par la figure 191 donne le principe du montage.

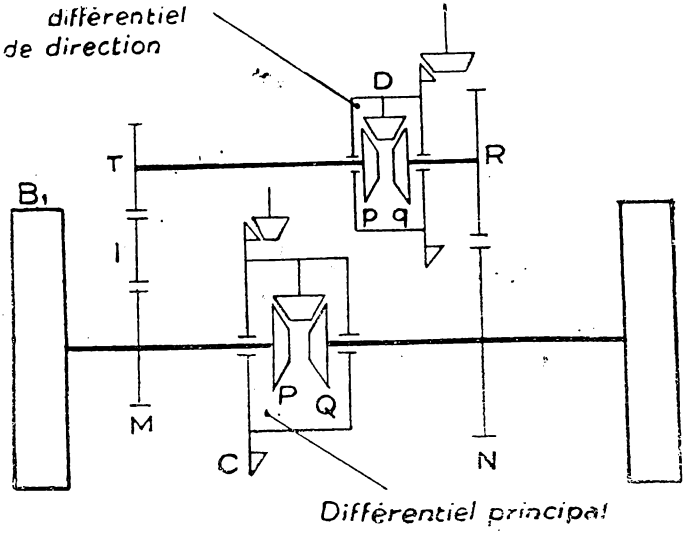


FIG. 191.

Direction par différentiel asservi, par différentiel de direction (Système à double différentiel).

C. Grande couronne différentiel principal.
D. Grande couronne différentiel de direction.
P, Q. Planétaires différentiel principal.
p., *q.* Planétaires différentiel de direction.
R, T. Pignons solidaires de *p.* et de *q.*
M, N. Pignons solidaires de P et de Q.
B_1, B_2. Barbotins.
I. Pignon inverseur de mouvement T.

Par construction le rapport des diamètres des pignons R et N est égal à celui des pignons T et M, donc le rapport des vitesses de R et de N est égal à celui des vitesses de T et de M. Le pignon supplémentaire I a pour rôle d'inverser le mouvement de telle façon que, tandis que les pignons R et N tournent en sens contraire, T et M tournent dans le même sens.

Supposons la grande couronne D du différentiel de direction immobile, T et R tournent à des vitesses égales et de sens contraire, donc M et N ne peuvent que tourner à des vitesses égales et de même

sens. Les barbotins B_1 et B_2 tournent à la même vitesse et dans le même sens, le véhicule marche en ligne droite.

Supposons maintenant que ce soit la grande couronne du différentiel principal qui soit immobile. P et Q sont animés de vitesses égales et de signes contraires donc T et R tournent dans le même sens et à même vitesse et par suite D doit avoir la vitesse commune de T et de R. Le véhicule pivote quand la grande couronne du différentiel principal est immobile et que celle du différentiel de direction est animée d'un mouvement de rotation.

Si maintenant on fait tourner les grandes couronnes des deux différentiels, le mouvement rectiligne du véhicule (différentiel principal) et son mouvement de pivotement (différentiel de direction) s'ajoutant, le véhicule tourne en avançant : il vire.

En conservant les notations employées précédemment, Ω_p et Ω_d étant les vitesses de rotation des coquilles des différentiels principal et de direction, on a successivement :

$$\frac{R}{N} = \frac{T}{M} = K \text{ par construction}$$

$$\omega_P + \omega_Q = 2\Omega_p$$
$$\omega_R + \omega_T = 2\Omega_d$$

$$\frac{\omega_R}{\omega_Q} = -\frac{N}{R} = -\frac{1}{K}; \quad \frac{\omega_T}{\omega_P} = \frac{M}{T} = \frac{1}{K}$$

$$\omega_R = -\frac{\omega_Q}{K}; \quad \omega_T = \frac{\omega_P}{K}$$

$$\omega_R + \omega_T = \frac{\omega_P - \omega_Q}{K} = 2\Omega_d$$

D'où finalement :

$$\begin{cases} \omega_P = \Omega_p + K\Omega_d \\ \omega_Q = \Omega_p - K\Omega_d \end{cases}$$

Si : $\Omega_p = 0$ $\begin{cases} \omega_P = K\Omega_d \\ \omega_Q = -K\Omega_d \end{cases}$ le véhicule pivote

Si : $\Omega_d = 0$ $\begin{cases} \omega_P = \Omega_p \\ \omega_Q = \Omega_p \end{cases}$ le véhicule marche en ligne droite

Si : Ω_p et $\Omega_d \neq 0$ le véhicule vire.

Le rayon de virage est donné par :

$$\frac{\rho + d}{\rho - d} = \frac{\Omega_p + K\Omega_d}{\Omega_p - K\Omega_p} \quad \text{d'où} \quad \rho = d\,\frac{\Omega_p}{K\Omega_d}.$$

Le véhicule a autant de rayons de virage possibles que l'on peut réaliser de rapports différents entre les vitesses des deux grandes couronnes.

Le différentiel de direction peut être commandé :

— par embrayages latéraux (fig. 192). L'arbre A est entraîné dans un sens ou dans l'autre suivant que l'on embraye un côté ou l'autre

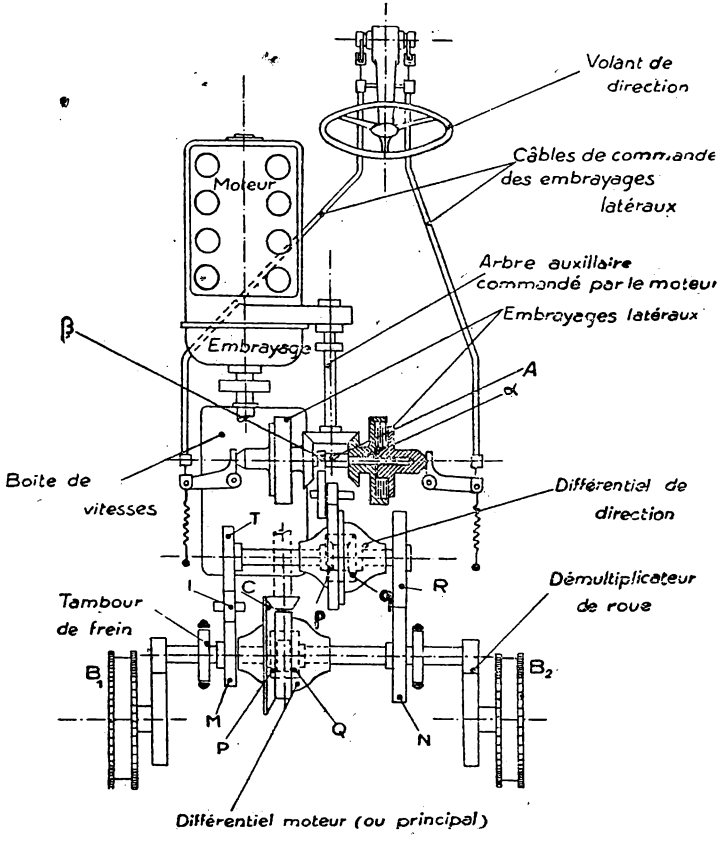


Fig. 192. (Direction du char 1935 S.)
Différentiel de direction commandé par embrayages latéraux.

au moyen du volant de direction, car les pignons α et β tournent en sens contraire. La figure est suffisante pour montrer sans explications complémentaires l'organisation de la transmission.

On voit que cette réalisation permet autant de rapports entre les vitesses des deux grandes couronnes qu'il y a de démultiplications

réalisables dans la boîte de vitesses (la démultiplication de la transmission allant du moteur au différentiel de direction est constante alors que celle parvenant au différentiel principal comporte la boîte de vitesses);

— par un changement de vitesses continu hydraulique ou encore électromagnétique — type Cotal (fig. 193). Le volant de direction agit sur cette boîte supplémentaire dont la gamme (ou les combinaisons) en marche avant fait tourner le véhicule dans un sens et la gamme (ou les combinaisons) en marche arrière le fait tourner dans l'autre sens.

Dans les deux réalisations de commande du différentiel de direction le résultat final est d'ajouter à l'effort moteur arrivant aux barbotins par le différentiel principal un couple (un différentiel transmet aux deux demi-arbres des couples égaux). De là on déduit que le différentiel principal fournit aux barbotins la puissance nécessaire au mouvement de translation P_t, puissance qui vaine l'effort résistant créé par les forces résistantes que nous avons désignées par ΣF_r, alors que le différentiel de direction transmet la puissance nécessaire pour virer P_r en surmontant la résistance opposée au pivotement $\Sigma \Gamma_r$.

On conçoit aisément qu'en mesurant le couple et la vitesse de rotation des deux arbres arrivant aux deux différentiels il soit facile de déterminer la puissance prise séparément par ces deux mouvements.

Les caractéristiques du dispositif de direction par asservissement actif du différentiel sont les suivantes :

α) Toute la puissance et tout le couple du moteur sont constamment utilisés. La puissance nécessaire à la translation et celle nécessaire au pivotement parviennent aux barbotins par deux voies différentes : la répartition de la puissance du moteur entre ces deux chemins se fait automatiquement au prorata des besoins;

β) Il y a autant de rayons de virage possibles qu'il y a de combinaisons d'accouplement. Par exemple, si la boîte de vitesses principale est à 5 démultiplications et la boîte de vitesses de direction est à 4 combinaisons, il y a $5 \times 4 = 20$ rayons de virage possibles. Si la boîte de vitesses de direction est continue, il y a cinq gammes continues de rayons de virage possibles (les cinq gammes se recoupent entre elles en général), la direction est alors comparable au point de vue souplesse à celle des véhicules à roues.

Ce dispositif a été monté sur les chars français S. O. M. U. A., B (la boîte de vitesses de direction étant l'appareil Naeder), les chars allemands P_2 K W Panther.

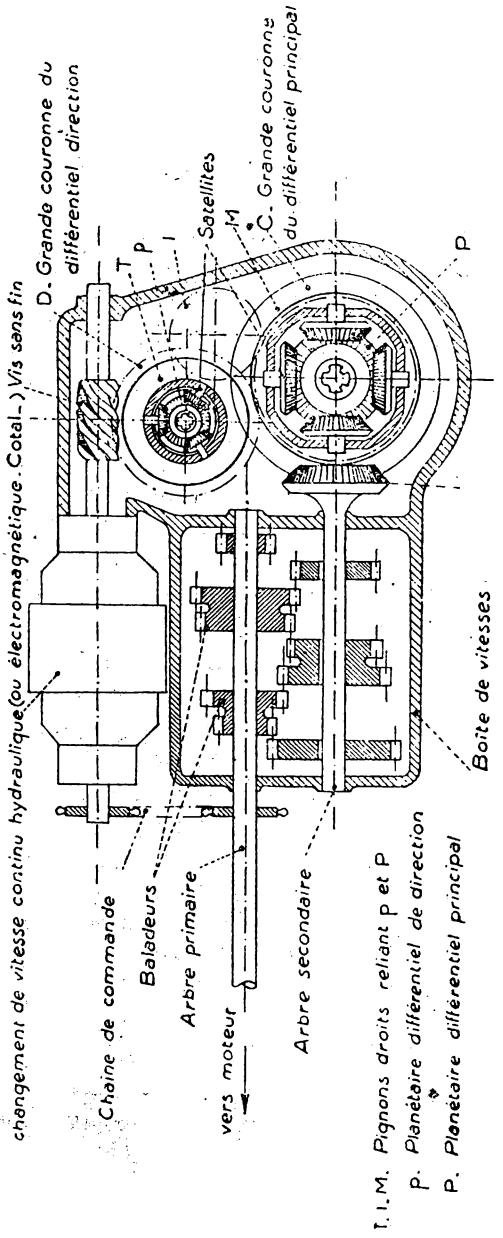


FIG. 193.

Différentiel de direction commandé par changement de vitesse continu (ou électromagnétique Cotal) [Coupe longitudinale schématique de la boîte de mécanisme-transmission et direction].

La figure 194 explique le mécanisme des différentes méthodes pour virer avec le char Panther.

3° Direction par transmission à deux moteurs.

L'idée d'actionner chaque barbotin par un moteur et ainsi de réaliser une transmission simple vient naturellement à l'esprit.

Nous allons étudier cette solution.

En ligne droite, il suffit que les deux moteurs tournent à la même vitesse. Ce résultat sera obtenu en donnant aux deux papillons des gaz la même position si les deux moteurs sont rigoureusement identiques; dans le cas contraire, il faudra faire une correction sur la position d'un des deux papillons.

Pratiquement, dès que la synchronisation des deux moteurs n'est plus suffisante pour qu'une action commune sur les deux carburateurs ne permette plus la marche en ligne droite, il faut envoyer le véhicule en réparation.

Pour virer, il suffit de réduire l'admission du moteur intérieur et, le cas échéant, changer la démultiplication de ce côté, ce qui constitue une complication de manœuvre, sauf si la boîte est automatique.

Nous avons vu que le virage consomme de la puissance, donc si on veut virer sans réduire la vitesse, il faut accélérer le moteur de la chenille extérieure. Plus le rayon de virage est petit, plus la différence de puissance à fournir par les moteurs est grande, en particulier quand on arrivera au moment où le moteur intérieur ne fournit plus de puissance, le moteur extérieur devra fournir la puissance nécessaire à la translation et au pivotement à la vitesse désirée. Autrement dit, chaque moteur devra avoir une puissance égale à celle qui serait demandée à un moteur unique, capable en virage de performances comparables à celles données par un dispositif de direction étudiées plus haut.

Par ailleurs, il est peu logique de lâcher l'accélérateur d'un moteur au moment où on a besoin d'un supplément de puissance.

On comprend que dans ces conditions l'emploi rationnel et classique de deux moteurs consiste à les relier de manière qu'ils forment une source d'énergie commune, et à garder la transmission nécessaire pour le cas de moteur unique. Les chars américains M_5A et M_1A_2 par exemple sont organisés sur ce principe.

Quant à l'utilité de l'emploi de deux moteurs au lieu d'un, il faut la rechercher dans les conditions de l'organisation du véhicule (nécessité de laisser une chambre de combat importante dans les chars par exemple).

Les facilités d'équilibrage des poids et les commodités d'entretien et de réparation compensent en partie le désavantage de poids et d'encombrement plus importants (sauf peut-être pour des engins très lourds) de la solution à deux moteurs.

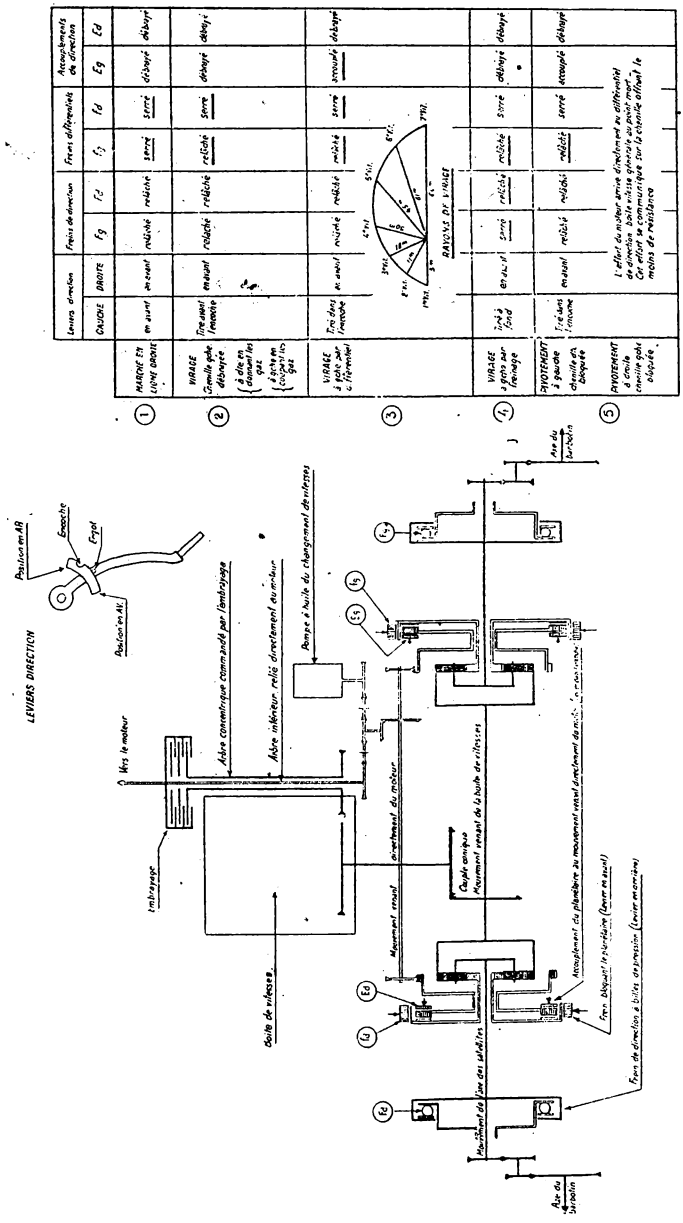


FIG. 194.

Organes de direction du char PZ. K. V. « Panther ».

Finalement, les caractéristiques de la direction par deux moteurs sont :

α) Impossibilité d'utiliser toute la puissance motrice au moment du virage (la marche arrière pour le moteur intérieur ne peut se prendre qu'en passant par l'arrêt);

β) Gamme étendue de rayons de virage donnant une grande souplesse de direction;

γ) Difficultés de synchronisation des moteurs conduisant à des mises en réparations fréquentes (cf. Véhicule Tempo à deux groupes propulseurs).

4° Direction par boîtes de vitesses.

Les Américains semblent avoir réalisé un dispositif de direction des véhicules chenillés qu'ils appellent « cross-drive », dont le schéma de principe serait d'un des types indiqués par la figure 195, dans laquelle G et D désignent des boîtes de vitesses vraisemblablement continues et commandées par le volant de direction.

On conçoit que la puissance du moteur est entièrement utilisée, que le couple se répartit entre les deux boîtes au prorata des besoins et que la gamme des rayons de virage est importante.

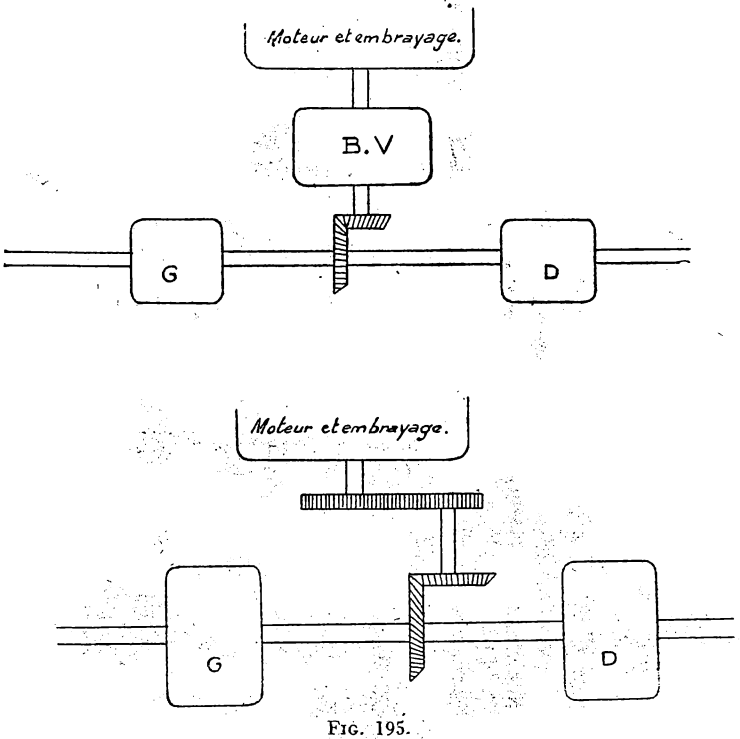


Fig. 195.

CHAPITRE VI

LES ROUES

I. — GÉNÉRALITÉS.

Dans un véhicule automobile les roues ont un triple rôle (1) :
— supporter le véhicule;
— transmettre les efforts moteur et de freinage;
— déterminer la direction à faire prendre au véhicule.

Les efforts qu'elles supportent sont considérables et variés : poussée motrice et de freinage, chocs résultant des inégalités de la route ou des obstacles latéraux (trottoirs), actions subies dans les virages (couple de flexion et force centrifuge). Elles doivent donc être résistantes et cependant être aussi légères que possible pour être peu sensibles aux réactions gyroscopiques. Leur centrage doit être parfaitement assuré, ainsi que leur équilibrage statique et dynamique.

Enfin, les roues doivent également opposer une faible résistance à l'air, faciliter le refroidissement des pneus par une bonne conductibilité calorifique et pouvoir être facilement démontées.

Dans certains véhicules particuliers, les roues sont totalement ou en partie remplacées par des trains de roulement à chenilles — ces organes font l'objet d'une étude particulière dans le fascicule 10 de ce traité.

II. — DESCRIPTION.

Les roues comportent trois parties :
— le moyeu au centre;
— la jante à la périphérie;
— les rais, les rayons ou le voile reliant la jante au moyeu.

(1) Nous ne parlerons pas des roues dites élastiques qui participent à la suspension autrement que par leur bandage et dont l'étude se place avec celle de la suspension. Elles sont par ailleurs peu utilisées.

Le moyeu est une boîte tubulaire montée avec interposition de roulements sur la fusée d'essieu autour de laquelle il tourillonne. L'axe de la fusée fait avec le plan horizontal un angle de l'ordre de 2° à 3° et que l'on appelle le carrossage. Si la roue admettait un plan de symétrie perpendiculaire à son axe, elle ne pourrait, par suite du carrossage, reposer sur le sol par le plat du pneu qu'elle porte. L'usure inégale qui en résulterait est corrigée par une forme conique du voile (ou des rayons) dont le supplément s'appelle l'écuanteur (fig. 196).

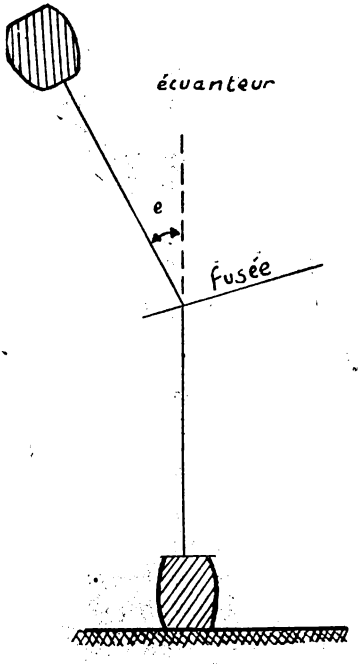


Fig. 196.

Sur le moyeu est fixé le tambour des freins à segments.

La jante était autrefois en bois, actuellement elle est toujours métallique, elle porte le pneumatique ou parfois le bandage, elle est étudiée en même temps que les pneumatiques au fascicule 10.

Les rais sont des pièces métalliques pleines ou creuses ou des pièces en bois à section ronde ou ovale reliant le moyeu à la jante; il y en a généralement six ou huit par roue. Les roues à rais en bois ne sont pratiquement plus employées.

Les rayons qui sont des fils d'acier cylindriques montés avec une tension qui leur permet de travailler à la traction dans toutes les positions. Les rayons sont généralement uniformément répartis suivant les génératrices de trois cônes de révolution (fig. 197) de même axe que la roue de manière à assurer une bonne rigidité transversale.

Les rayons de deux des nappes sont tangents à la collerette de fixation solidaire du moyeu ce qui évite les effets de flexion.

Les roues à rayons se refroidissent bien grâce à un brassage de l'air qui augmente considérablement la résistance de l'air.

Le voile est constitué d'une tôle d'acier ou de métal léger ajourée ou non ayant grossièrement la forme d'un cône de révolution (fig. 198). Ces roues sont plus légères et meilleur marché que les roues à rayons, leur principal défaut est la sonorité;

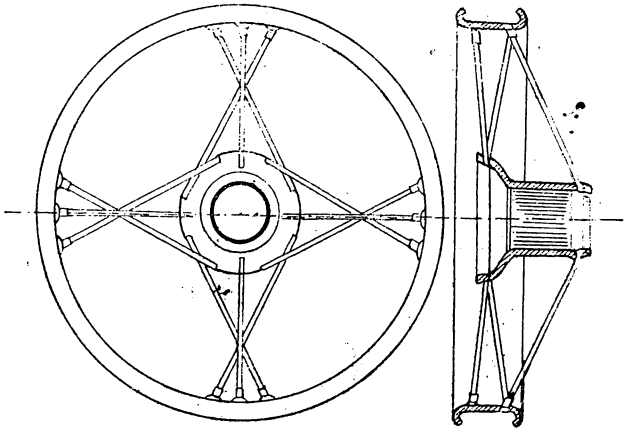


FIG. 197.
Schéma de roue à rayons.

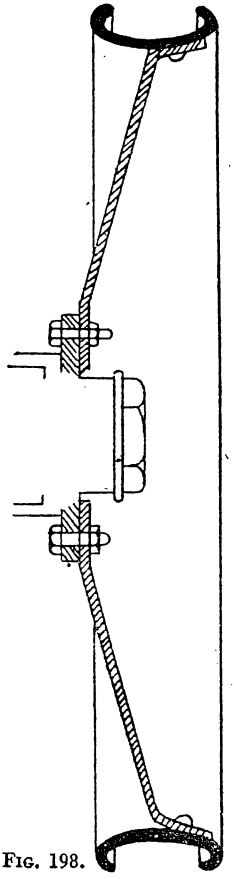


FIG. 198.

L'ensemble moyeu-jante-voile ou rayon ne constitue pas un seul organe; il est décomposé en éléments de façon à pouvoir aisément changer une roue en cas de crevaison du pneumatique. Il y a troisréalisations possibles :

— la jante, les rayons et une coupelle épousant la forme du moyeu;

— la jante et le voile qui se fixent par des boulons sur une collerette du moyeu;

— la jante amovible se fixant sur le pourtour du corps de roue attenant au moyeu.

REMARQUE. — Sur les voitures de liaison le voile porte en son milieu et du côté extérieur un rebord sur lequel se fixe par simple pression radiale un couvercle appelé enjoliveur. Les boulons de fixation du voile sur le moyeu sont ainsi dérobés à la vue, l'esthétique et la résistance offerte à l'air y gagnent.

III. — TYPES DE ROUES.

Nous avons vu que les roues en bois ne sont à peu près plus utilisées.

Les roues métalliques peuvent être de quatre types :

Roues à rayons multiples en fils d'acier. — Ces roues légères et souples sont peu

employées à cause de leur réalisation délicate qui en augmente considérablement le prix de revient;

Roues à rais pleins ou creux en acier coulé (fig. 199).

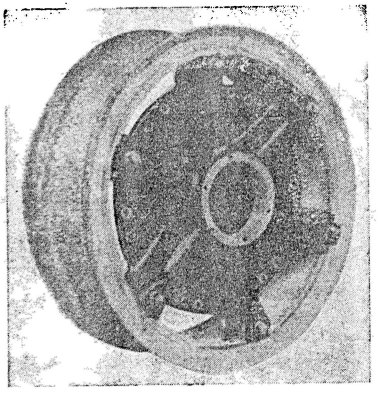


FIG. 199.
Roue en acier coulé (jante amovible maintenue par crapauds).

Leur poids les avait fait abandonner. L'emploi de métaux légers leur a fait retrouver la faveur des constructeurs, pour les roues jumelées des camions en particulier;

Roues à rais creux en acier embouti. — Les roues sont généralement formées de deux parties obtenues par estampage puis soudées à l'autogène;

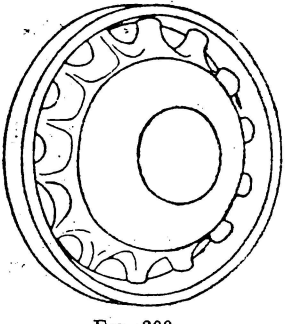


FIG. 200.
Roue aluminium.

Roues à voile plein ou ajouré (fig. 200, 201, 202).

De beaucoup les plus répandues actuellement, elles comportent un voile en tôle d'acier rivé à la jante et renforcé en son centre par une collerette portant les trous de fixation des roues sur les moyeux. Ces trous sont au nombre de 4, 6, 8 ou 10. Sur certains modèles de roues (Latil, Renault) le voile est très réduit, le moyeu étant très gros.

Notons en passant que certaines roues devant recevoir des pneus increvables sont constituées de deux parties comportant chacune une demi-jante et un voile et

qui sont boulonnées l'une sur l'autre (il arrive qu'un des deux voiles est réduit à une simple collerette).

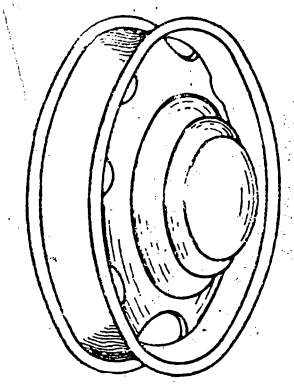


FIG. 201.
Roue à voile ajouré.

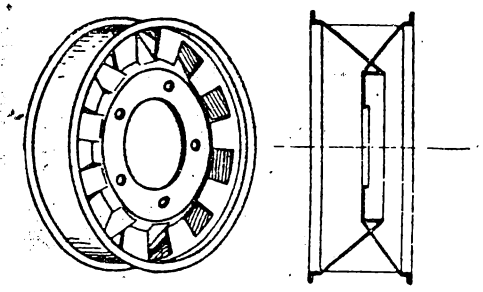


FIG. 202.
Roue à jante large (pilote).

IV. — FIXATION DES ROUES.

Autrefois les roues n'étaient pas séparables de l'essieu sur lequel elles étaient montées, et le remplacement d'un pneumatique n'était rendu possible que par l'usage d'une jante amovible, boulonnée sur la jante proprement dite.

Actuellement, pour les roues à pneumatiques, ce dispositif est abandonné et l'emploi des roues amovibles est général, sauf pour les véhicules à bandage.

Le moyeu d'une roue amovible comprend deux parties :

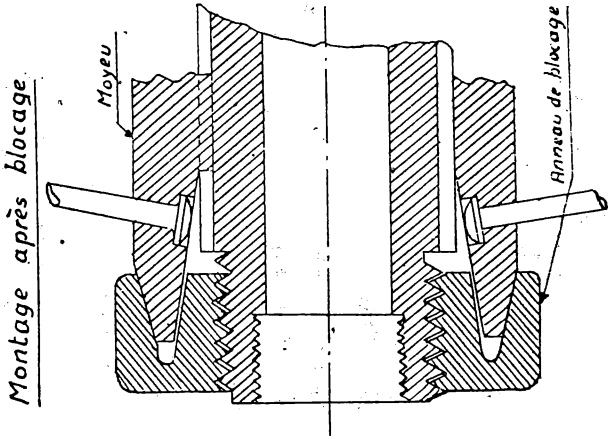
Le moyeu proprement dit, faisant corps avec la roue;

Le faux moyeu, fixé à demeure sur l'essieu, enfermant les roulements à billes et comprenant en général la cloche mobile du tambour de frein et éventuellement les dispositifs réducteurs de roues.

Le moyeu proprement dit est relié aux faux moyeux par l'intermédiaire de goujons implantés dans le flasque du faux moyeu. Ces goujons traversent les trous en nombre correspondant percés dans le voile de roue. Le serrage de l'ensemble est assuré par des écrous généralement en bronze, vissés en bout des goujons.

Ce dispositif permet d'assurer un bon centrage et d'obtenir une grande sécurité d'utilisation, les écrous étant vissés dans un sens tel que la rotation des roues tende à les serrer (pas à gauche pour les roues droites et inversement).

Les roues de rechange ont des écrous identiques à ceux des roues droites (pas à gauche). Aux Etats-Unis on adopte de plus en plus


Montage après blocage
Moyeu
Anneau de blocage

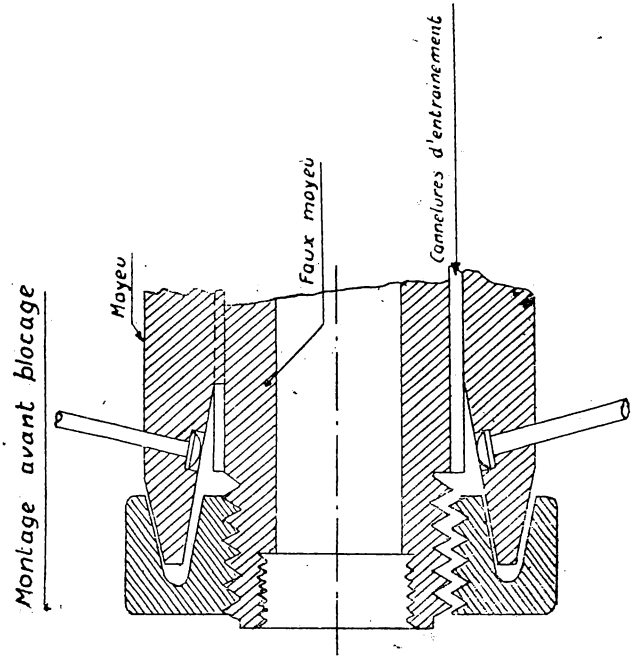

Montage avant blocage
Moyeu
Faux moyeu
Cannelures d'entraînement

FIG. 203.

des écrous identiques pour toutes les roues, sans qu'il en résulte d'inconvénients.

Entre ces deux solutions a existé la formule de la roue Rudge Withworth, dans laquelle le blocage de la roue était assuré par un anneau vissé sur le faux moyeu serrant dans une gorge un chanfrein du moyeu (fig. 203) ou par un seul écrou de blocage vissé sur le faux moyeu et verrouillé par un dispositif à stries et ressort (fig. 204).

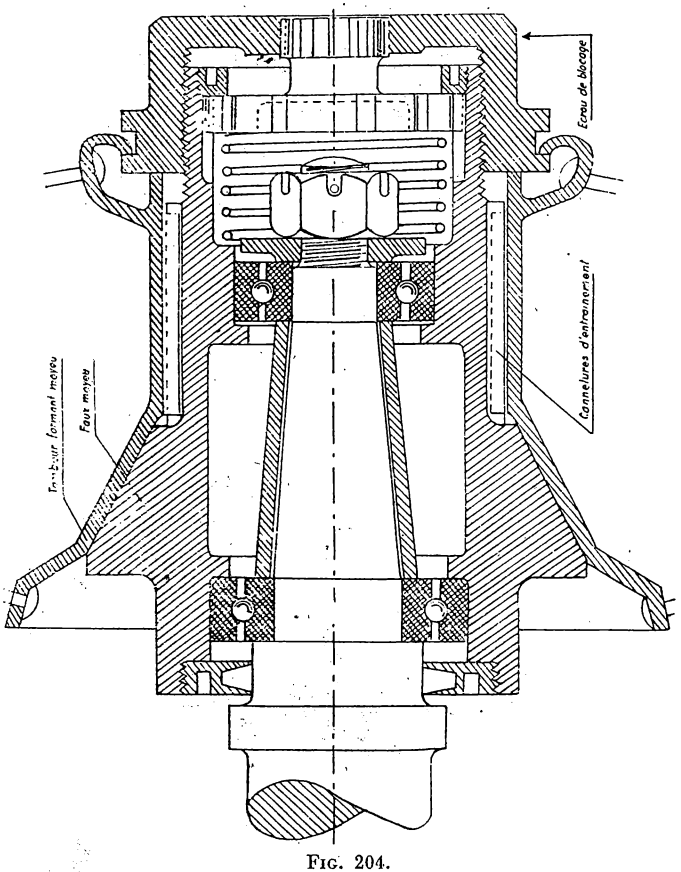


Fig. 204.

V. — MONTAGE DES ROUES SUR LES ESSIEUX.

Les roues sont toujours montées sur roulements à billes, à aiguilles ou à rouleaux coniques.

Le montage diffère suivant que l'essieu est uniquement porteur

ou moteur. A l'occasion de ce dernier cas, nous étudierons le montage des ponts, que nous avons négligé dans l'étude de la transmission proprement dite.

a) *Cas d'un essieu simplement porteur.*

Sur la fusée d'essieu tronconique sont ménagées deux portées cylindriques recevant l'une un gros roulement principal, l'autre un petit roulement de guidage.

Ces deux roulements sont reliés par un tube entretoise et serrés par un écrou goupillé. Ils sont bloqués sur l'arbre et montés à frottement doux dans le moyeu de roue.

Les roulements à billes ou à aiguilles ne doivent avoir aucun jeu, alors que les roulements coniques doivent être montés avec un jeu suffisant pour éviter les coincements.

On dispose parfois des butées doubles à billes entre les deux roulements pour éviter l'usure latérale des gorges de leurs cuvettes.

L'ensemble travaille dans l'huile épaisse, l'étanchéité étant assurée par un chapeau vissé sur le côté extérieur du moyeu et un feutre frottant à l'autre extrémité sur la fusée (fig. 205).

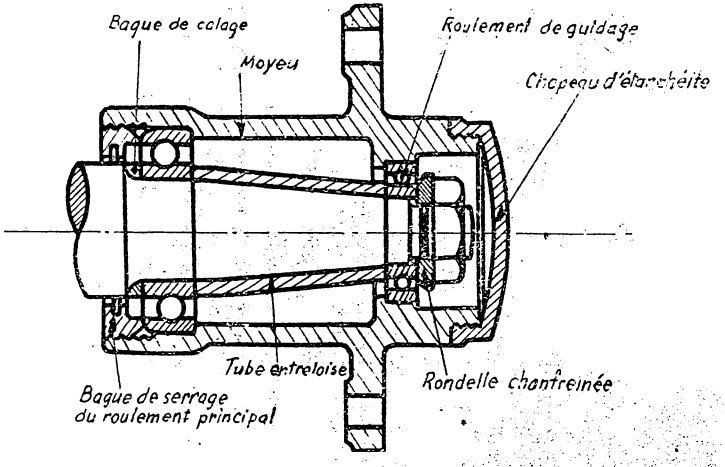


FIG. 205.

Ce montage concerne non seulement les roues non motrices, mais également celles qui, tout en transmettant l'effort moteur, le reçoivent par l'intermédiaire d'un arbre différent de l'essieu porteur (Ex. : Volkswagen tout terrain).

NOTA. — Les moyeux d'artillerie unifiés sont du type à rouleaux coniques, ils doivent se graisser avec un mélange fait en parties égales de graisse consistante et d'huile à moteur.

b) *Cas d'un essieu moteur.*

Un essieu moteur comporte, nous l'avons vu, deux demi-arbres sortant du différentiel, et placés généralement à l'intérieur de deux tubes (trompettes) solidaires du carter du différentiel et constituant avec celui-ci le pont.

Différents montages sont possibles au point de vue liaison du demi-arbre avec le planétaire et avec les roues. En fait, il n'y a que deux montages possibles du demi-arbre dans la trompette du côté du différentiel, alors qu'il y en a quatre pour les roues sur la fusée suivant que l'extrémité du demi-arbre forme fusée ou que ce rôle est joué par l'extrémité de la trompette du pont.

Arbre porteur et moteur (plain live axle). — Dans ce montage le demi-arbre moteur repose sur deux roulements à billes supportés par la trompette; à l'une de ces deux extrémités est claveté le moyeu de la roue, en porte-à-faux (fig. 206).

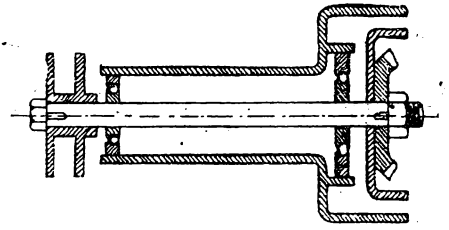


FIG. 206. — *Plain live axle.*

L'arbre travaille à la torsion et également à la flexion par ses deux extrémités, conditions défavorables qui font que l'on n'utilise plus que rarement ce mode de montage.

Arbre semi-flottant (semi-floating axle). — La trompette supporte la coquille du différentiel par un roulement.

Le demi-arbre moteur est centré dans la trompette par un roulement; le moyeu de la roue est monté à l'extrémité de l'arbre comme dans le cas précédent (fig. 207).

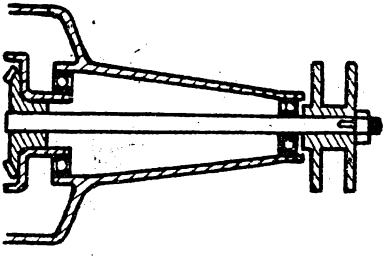


FIG. 207. — *Semi-floating axle.*

L'arbre travaille toujours à la torsion, mais il ne travaille plus à la flexion que du côté de la roue.

Ce montage est à peu près universellement adopté pour les voitures légères.

Arbre trois quarts flottant (Three Quarter Floating). — Le montage du côté du différentiel est semblable au précédent. La trompette supporte la coquille du différentiel par un roulement (fig. 208).

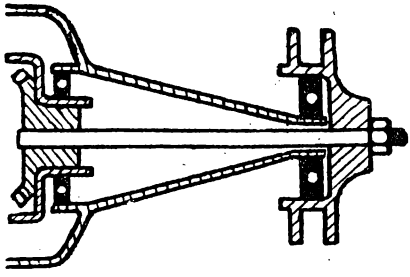


FIG. 208. — *Trois-quarts flottant.*

Le moyeu de la roue est porté par un roulement qui prend appui sur l'extrémité de la trompette formant fusée.

L'arbre ne supporte aucun effort de flexion sauf dans les virages.

Ce montage exige un roulement de grande dimension, en outre, le roulement doit être placé dans le plan de symétrie de la roue.

Arbre flottant (Full Floating). — Ce montage diffère du précédent, simplement par le fait que la roue repose sur la trompette par deux roulements au lieu d'un. L'arbre ne supporte aucun effort de flexion (fig. 209).

C'est le montage généralement adopté pour les poids lourds.

La figure 209 montre en outre comment sont montées les roues jumelées (un seul jeu de boulons et d'écrous communs pour les deux roues accolées).

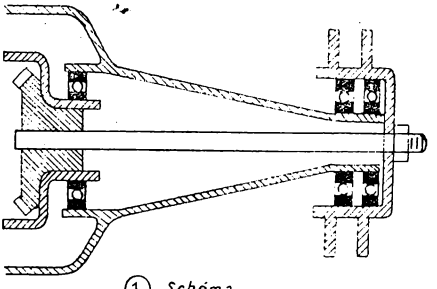
Ces solutions sont valables pour tous les essieux moteurs (avant ou arrière) que le véhicule soit ou non à suspension indépendante et que les roues soient ou non directrices.

Dans certains de ces cas les trompettes n'existent pas sur toute leur longueur : deux sortes de coquilles, une à la sortie du carter du différentiel et une à la barre reliant les organes de suspension indépendante ou du joint homocinétique (cas de la roue directrice et motrice) en tenant lieu (Ex. : Traction avant Citroën) et jouent les rôles indiqués ci-dessus.

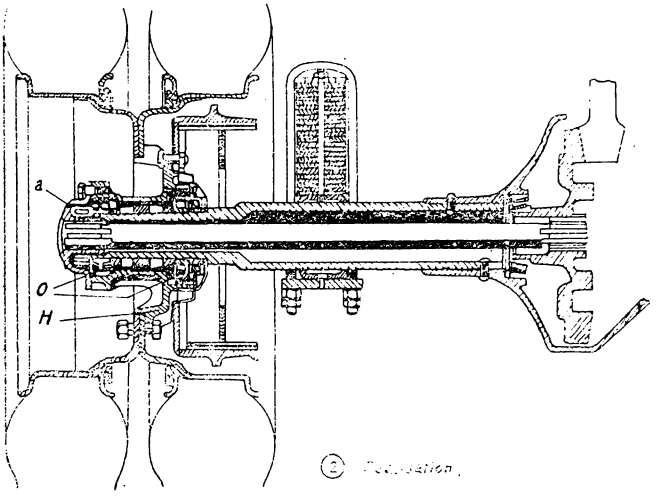
Cas des ponts chenillés. — Ce pont n'étant pas porteur, le barbotin

est fixé directement sur le demi-arbre qui prend appui sur un roulement placé à la sortie du carter du différentiel.

Certains véhicules, en général des véhicules lourds ou destinés aux déplacements en tous terrains, comportent au lieu ou en plus d'une boîte auxiliaire des dispositifs réducteurs agissant soit en permanence soit au gré du conducteur et faisant partie soit des roues motrices elles-mêmes (ou des barbotins dans le cas de véhicules semi-chenillés en chenillés), soit des démultiplicateurs.



① Schéma



② Réalisation

FIG. 209. — *Full floating axle.*

Ce sont en général de simples trains d'engrenages droits dont le rendement et le silence laissent souvent à désirer.

La solution la plus généralement adoptée consiste à organiser l'essieu en simple porteur et à faire engrener chacun des demi-arbres (parallèles à l'essieu) avec une couronne à denture intérieure calée sur la roue correspondante (fig. 210).

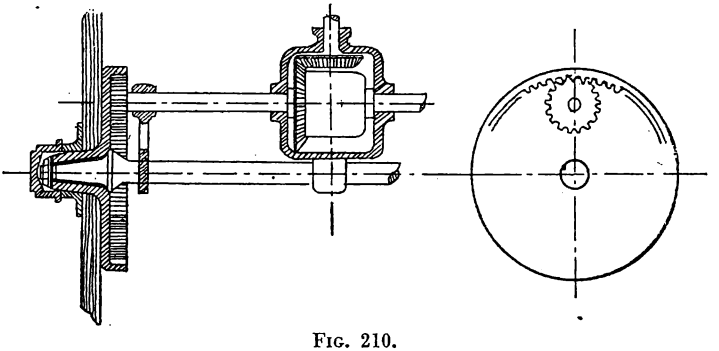


Fig. 210.

Les démultiplicateurs de roue Panhard et de barbotins S. O. M. U. A. sont de ce type. Le démultiplicateur Laffly est composé d'un train épicycloïdal à trois satellites dont le porte-satellites est fixe (fig. 211).

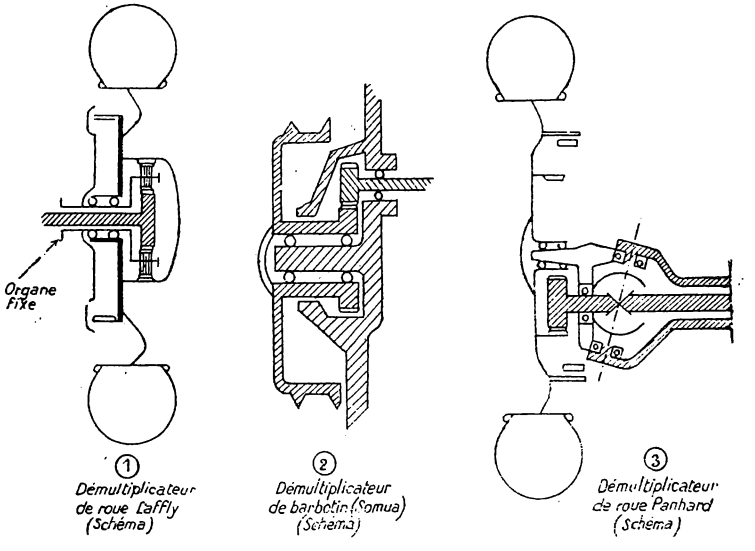


Fig. 211. — *Démultiplicateur de roues.*

Comme exemple de démultiplicateur manœuvrable au gré du conducteur nous citerons celui utilisé par Citroën sur des véhicules

chenillés système Kegresse-Hinstin est également un démultiplicateur épicycloïdal (fig. 212).

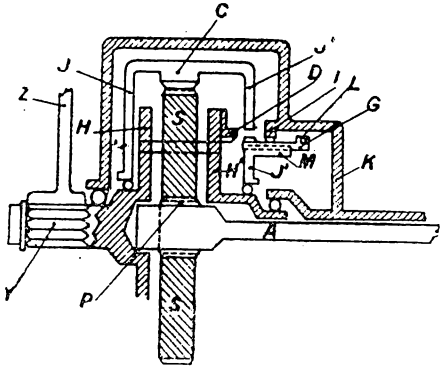


FIG. 212.
Schéma du réducteur Citroën-Kégresse.

On reconnaît sur la figure le planétaire P, les satellites S (au nombre de 4) la couronne C.

Le porte-satellites comprend deux plateaux parallèles entre eux H et H'. H porte un arbre cannelé Y sur lequel est monté le barbotin, H' a une couronne dentée D.

La couronne C est maintenue par deux joues J et J' qui reposent sur des paliers solidaires de H et de H'. La joue J' a des fenêtres disposées régulièrement sur un cercle dont le centre est sur l'axe de rotation.

Le carter K du démultiplicateur porte face à la joue J' une couronne dentée fixe I semblable à la couronne mobile D de la joue J'.

Une griffe G (fig. 213) clavetée coulissant par cannelures sur le manchon M solidaire de J', donc de la couronne C, peut venir se craboter :

— soit sur I qui est fixe, immobilisant ainsi la couronne C ce qui entraîne pour l'arbre Y un mouvement démultiplié;

— soit sur D grâce aux fenêtres ménagées dans J' rendant solidaires la couronne C et le porte-satellites; le démultiliciateur est bloqué et le mouvement est transmis sans démultiplication.

La griffe est commandée par une fourchette prenant appui dans la gorge L et actionnée par une timonerie terminée par un levier à la disposition du chauffeur. Naturellement c'est le même levier qui

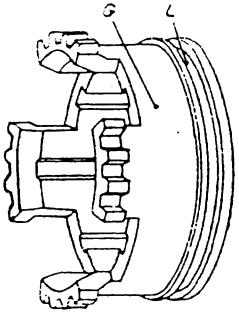


FIG. 213.
Griffe de commande du réducteur.

agit simultanément sur les deux démultiplicateurs. La manœuvre ne peut se faire correctement qu'à l'arrêt; dans l'éventualité où les fenêtres de J′ sont mal placées pour permettre le crabotage sur D, il faut faire tourner lentement l'arbre moteur A en faisant patiner l'embrayage.

BIBLIOGRAPHIE

Cours antérieurs des différentes écoles militaires.

Précis de technique automobile, du lieutenant-colonel CHAGETTE.

Organisation et fonctionnement des véhicules automobiles, de M. PREVOST.

Revues diverses.

TABLE DES MATIÈRES

Pages.

LA TRANSMISSION. GÉNÉRALITÉS 5

CHAPITRE PREMIER. — EMBRAYAGE.

I. — **Généralités** 7

Rôle de l'embrayage 7
Qualités d'un embrayage 7
Classification des embrayages 8

II. — **Les embrayages à friction** 9

Généralités 9
Réalisations pratiques 11
A) *Embrayage à plateau* 11
B) *Embrayage à disques multiples* 16
Embrayage bidisque 16
Embrayage à disques multiples 18
Embrayage Hele-Shaw 20
C) *Embrayage à cône* 21
Commandes de l'embrayage à friction 24
Commandes non automatiques 25
Commandes automatiques 26
Incidents des embrayages à friction 31

III. — **Les embrayages hydrauliques** 34

Annexe. — Embrayage automatique particulier : le conjoncteur-disjoncteur Fieux 42

CHAPITRE II. — LES BOITES DE VITESSES.

A) **Généralités** 45

I. — Rôle de la boîte de vitesses 45
II. — Nécessité de cet organe 46
III. — Qualités recherchées 50
IV. — Différents types de boîtes de vitesses 51

Pages.

B) **Les boîtes à trains d'engrenages simples**..... 51

I. — Principe..... 51
II. — Différents types de boîtes à trains d'engrenages simples... 54
III. — Boîtes de vitesses sans prise directe..... 55
IV. — Boîtes de vitesses à prise directe..... 57
V. — Boîte de vitesses silencieuse..... 62
VI. — Boîte de vitesses synchronisée..... 64
1° *Etude de la manœuvre du changement de vitesses*..... 64
2° *Principe de la synchronisation*..... 69
3° *Application : le synchroniseur de la boîte Spicer (Jeep)*. 71
Avantages et inconvénients des synchroniseurs... 73
VII. — Dispositifs de marche arrière..... 73
VIII. — Dispositif de commande..... 77
Commande par levier de manœuvre..... 77
Commandes automatiques..... 84
1° *Commande mécanique semi-automatique : boîte de vitesses Merlin et Gerin*..... 85
2° *Commande électro-magnétique, semi-automatique : boîte Z. F*..... 87
3° *Commande quasi-automatique à dépression avec mise en œuvre électro-magnétique*..... 89
4° *Commande mécanique automatique : boîte de vitesses Derungs*..... 92
5° *Commande hydraulique automatique : boîte de vitesses autoserve Kegresse*..... 94
IX. — Dispositifs de sécurité..... 100
1° *But*..... 100
2° *Verrouillage automatique relatif*..... 101
3° *Verrouillage automatique positif*..... 101
4° *Sécurité de sélection*..... 105
5° *Sécurité de marche arrière*..... 106
X. — Organisation et emplacement de la boîte de vitesses..... 107

C) **Les boîtes à trains épicycloïdaux**..... 110

I. — Engrenages épicycloïdaux..... 110
Etude cinématique..... 110
Etude statique..... 115
Etude dynamique..... 117
Conclusion..... 117
II. — Application des trains épicycloïdaux aux boîtes de vitesses.. 120
Principe..... 120
Le train épicycloïdal..... 120
Avantages et inconvénients des boîtes à trains d'engrenages épicycloïdaux..... 127

Pages.

Description et fonctionnement des boîtes à trains d'engrenages épicycloïdaux..... 127
1° *Boîte à commande mécanique : la boîte Wilson*..... 128
2° *Boîte à commande électro-magnétique*..... 136
La boîte Cotal..... 136
La boîte Salmson-Cotal..... 140
3° *Les boîtes à commande automatique*..... 141
a) Commande électro-magnétique : boîte Fleischel Cotal. 141
b) Commande hydraulique : boîte hydramatic..... 143

D) Les boîtes continues..... 153

1° *Mécaniques*..... 154
2° *Hydrauliques*..... 154
a) Appareil Janney..... 154
b) *Appareil Naeder*..... 157
Dispositifs automatiques..... 162
1° *Mécaniques*..... 162
2° *Hydrauliques*..... 165
a) Principe du convertisseur hydraulique de couple..... 165
b) Réalisations pratiques..... 172
a) *Convertisseur de couple américain*..... 172
b) *Convertisseur de couple allemand*..... 174

CHAPITRE III. — DISPOSITIFS PARTICULIERS

1° *Réducteur*..... 177
2° *Démultiplicateur*..... 182
3° *Surmultiplicateur*..... 182
4° *Roue libre*..... 184
5° *Prise de puissance*..... 190
6° *Compteur de vitesse*..... 190

CHAPITRE IV. — LA TRANSMISSION PROPREMENT DITE.

I. — Les joints..... 193

A) *Joints déformables*..... 193
Fonctionnement des joints de cardan. Etude des vitesses.... 195
Conditions à réaliser par un joint double pour qu'il soit homocinétique..... 199
Réalisation d'un joint de cardan..... 203
B) *Joints élastiques*..... 206
C) *Joints homocinétiques*..... 209

Pages

II. — **Les renvois d'angle** 218

A) *Renvois d'angles par couple conique* 219
B) *Renvoi d'angle par vis sans fin* 224

III. — **Le différentiel** 227

Description sommaire du différentiel 228
Fonctionnement du différentiel 230
Réalisation 231
Inconvénients du différentiel, remèdes apportés 233
a) Blocage du différentiel 234
b) Différentiels à mouvements de satellites plus ou moins freinés. 235
c) Différentiels à découplage d'une roue 238
Différentiel Sensaud de Lavaud 238
Différentiel à auto-blocage Z. F. 242
Différentiel à blocage automatique Thorton 243
Véhicules sans différentiel 245
Conclusion 246

IV. — **Les arbres de transmission** 247

Organisation générale de la transmission 251
A) Transmission à différentiel non suspendu 252
B) Transmission à différentiel suspendu 253
Problème particulier aux véhicules tous terrains 255

CHAPITRE V. — **TRANSMISSION DES VÉHICULES A CHENILLES INTÉGRALES.**

A) *Résistance au virage* 262
B) *Etude du mouvement d'un véhicule à chenilles* 272
1° Forces mises en œuvre 272
2° Marche en ligne droite 276
3° Marche sur un cercle 278
4° Influence des forces négligées 283
5° Mouvement transitoire 284
Propulsion d'un véhicule chenillé traînant une remorque ... 286
C) *Organisation de la transmission d'un véhicule à chenilles intégrales.* 289
1° Direction par embrayages latéraux 289
2° Direction par différentiel asservi 290
a) Dispositif d'asservissement passif 291
Première réalisation : freinage direct 291
Deuxième réalisation : Cleveland 291
b) Dispositif d'asservissement actif 294

Pages.

3° Direction par transmission à deux moteurs..... 300
4° Direction par boîtes de vitesses..... 302

CHAPITRE VI. — LES ROUES.

I. — *Généralités*..... 303
II. — *Description*..... 303
III. — *Types de roues*..... 305
IV. — *Fixation des roues*..... 307
V. — *Montage des roues sur les essieux*..... 309
Cas des ponts chenillés..... 312
Bibliographie..... 317

N° 3104. — IMPR. CHARLES-LAVAUZELLE ET Cie, 31-2271. — PARIS, LIMOGES, NANCY. — 8-1953
Dépôt légal n° 4. — 1er trimestre 1950